

TREBALL FI DE GRAU

Grau en Enginyeria Mecànica

**DISSENY I DESENVOLUPAMENT D'UN SISTEMA
MANIPULADOR DE BALES CILINDRIQUES PER UN REMOLC
D'ÚS AGRÍCOLA**



Memòria i Annex I

Autor: Jordi Codina Fontseca
Director: Pedro Ortiz Morón
Convocatòria: Gener 2020

Resum

En el projecte d'enginyeria que es mostra a continuació s'explica els passos que s'han dut a terme per arribar a desenvolupar un remolc, que és capaç de carregar bales cilíndriques amb la única ajuda de la unitat tractora. L'objectiu principal, és el disseny d'una alternativa viable per transportar i carregar bales cilíndriques.

El projecte es centra en el disseny i càlcul dels diferents mecanismes que conformen el conjunt del remolc. Cadascun dels sistemes s'han ajustat a les necessitats que es requereixen per dur a terme la seva funció, també s'ha adaptat a la normativa de transport per poder homologar la màquina segons la normativa vigent.

S'ha fet una anàlisi de l'impacte ambiental, s'han avaluat les conseqüències durant les etapes de fabricació i de funcionament.

Finalment s'ha realitzat un estudi econòmic per valorar els costos generals de fabricació i arribar a una aproximació del preu de venda al públic.

Resumen

En el proyecto de ingeniería que se muestra a continuación se explica los pasos que se han dado para llegar a desarrollar un remolque, que es capaz de cargar balas cilíndricas con la única ayuda de la unidad tractora. El objetivo principal, es el diseño de una alternativa viable para transportar y cargar balas cilíndricas.

El proyecto se centra en el diseño y cálculo de los diferentes mecanismos que conforman el conjunto del remolque. Cada uno de los sistemas se han ajustado a las necesidades requeridas para realizar su función, también se ha adaptado a la normativa de transporte para poder homologar la máquina según la normativa vigente.

Se ha hecho un análisis de impacto ambiental, se han evaluado las consecuencias durante las etapas de fabricación y funcionamiento.

Finalmente se ha realizado un estudio económico para valorar los gastos generales de fabricación y llegar a una aproximación del precio de venta al público.

Abstract

In the engineering project that is shown below, it explains the steps that had been followed to develop a trailer, that can pick up cylindrical bales with the only help of a tractor. The main objective is to design viable alternative for transporting and picking up cylindrical bales.

The most part of the project is directed to the design and the calculation of all the mechanisms that form part of the trailer. Each one of the systems have been adjusted to the required needs. Also, all of them had to be adapted to the transport regulation so the machine can be homologated.

An environmental impact analysis has been done to evaluate the consequences during the building process and during its useful life.

Finally, an economical study was accomplished to count off the fabrication expenses and get an approximation of the retail price.

Agraïments

Primerament vull agrair al meu tutor Pedro Ortiz Morón per la seva ajuda i dedicació durant tot el transcurs del treball. Seguidament vull agrair tota la ajuda que m'han proporcionat els meus familiars i les meves amistats més properes alhora de realitzar el treball.

Voldria fer especial menció a l'empresa PIDECA SLU, on actualment estic realitzant pràctiques extra curriculars, per oferir-me les seves eines per realitzar l'estudi econòmic i proporcionar-me l'experiència necessària per realitzar un projecte el més complert possible. També voldria agrair la implicació del gerent de l'empresa TALLERS COMPAR SA, Jordi Comas, per tota l'ajuda, informació i experiència que m'ha proporcionat del camp de remolcs agrícoles.

Finalment vull agrair l'ajuda i la predisposició que han mostrat les empreses amb les que he contactat per demanar informació sobre el seu producte, com INDUSTRIES MANRIQUE SA, ADR GEPLASMETAL, HIDRÀULICA ROGIMAR SA, SCHARMÜLLER i CIRCOSA HIDRÀULICA SL.

Índex

RESUM	I
RESUMEN	II
ABSTRACT	III
AGRAÏMENTS	IV
1. INTRODUCCIÓ	17
1.1. Objectius del treball	17
2. DISSENY DEL REMOLC	19
2.1. Manipulador	20
2.1.1. Recollidor de bales	20
2.1.2. Braç del manipulador	51
2.2. Elevador	65
2.2.1. Sistema de descàrrega	66
2.2.2. Sistema d'elevació	69
2.3. Superfície de transport	79
2.4. Tapa posterior	84
2.5. Transport per cadena	90
2.6. Bastidor	111
2.7. Sistema d'acoblament	112
2.7.1. Llança	112
2.7.2. Punta de llança	113
2.7.3. Ballesta	114
2.8. Eix Tàndem	115
2.8.1. Peu de suport	121
2.9. Pintura	125
3. ANÀLISI DE L'IMPACTE AMBIENTAL	127
3.1. Fabricació	127
3.2. Funcionament	128
4. ESTUDI ECONÒMIC	131
4.1. Càlcul dels costos de fabricació	131
4.2. Càlcul dels costos de disseny	133

4.3. Càlcul del cost total	135
CONCLUSIONS	136
BIBLIOGRAFIA	137
ANNEX I	139
Apartat 1. Catàleg d'especificacions tècniques.....	139
I.1.1. RODA AMB LLANTA 385/65R-22.5	139
I.1.2. EIX AA0UA1VCN046.....	140
I.1.3. SUSPENSÍO TANDEM KC2121C3N103B.....	141
I.1.4. MOTOR HIDRÀULIC ORBITAL OMR80	142
I.1.5. REDUCTOR RT500/60 (43,6:1)	143
I.1.7. CADENA ESCAMPADOR 80/12.....	144
I.1.8. JUNTA PER CADENA 80/12	145
I.1.9. PINYÓ Ø 60mm	145
I.1.10. ALETÍ RODA SENZILLA R.22.5	145
I.1.11. SUPORT PER ALETA REGULABLE.....	146
I.1.12. TUB PER ALETA BASE RODONA RECTE CURT	146
I.1.13. PISTONS HIDRÀULICS.....	147
I.1.14. PEU HIDRÀULIC	148
I.1.15. SUPORT PEU HIDRÀULIC.....	148
I.1.16. BOMBA HIDRÀULICA SIMPLE EFECTE.....	149
I.1.17. DIPÒSIT.....	149
I.1.18. ADAPTADOR I PALANCA	149
I.1.19. COIXINET AMB BRIDA	150
I.1.20. COIXINET	151
I.1.21. BALLESTA + U ROSCADA	152

Índex d'il·lustracions

Il·lustració 1 Camp de bales de palla [Font: PXFUEL]	19
Il·lustració 2 Manipulador de bales [Font: SOLIDWORKS]	20
Il·lustració 3 Esbós dimensionament manipulador [Font: SOLIDWORKS]	21
Il·lustració 4 Representació línia perpendicular al pla tangent [Font: SOLIDWORKS]	22
Il·lustració 5 Representació forces al tub del manipulador [Font: SOLIDWORKS]	23
Il·lustració 6 Detall plans tangents als tubs [Font: SOLIDWORKS]	24
Il·lustració 7 Condicions de contorn estudi de simulació [Font: SOLIDWORKS]	24
Il·lustració 8 Gràfic estudi de convergència	25
Il·lustració 9 Tensió al tub del manipulador [Font: SOLIDWORKS]	26
Il·lustració 10 Factor de seguretat estudi simulació dels tubs [Font: SOLIDWORKS]	26
Il·lustració 11 Desplaçament estudi de simulació dels tubs [Font: SOLIDWORKS]	27
Il·lustració 12 Esbós dimensionament basculant [Font: SOLIDWORKS]	28
Il·lustració 13 1ra proposta manipulador [Font: SOLIDWORKS]	28
Il·lustració 14 Reacció força Eix Z [Font: SOLIDWORKS]	29
Il·lustració 15 Reacció força Eix Y [Font: SOLIDWORKS]	29
Il·lustració 16 Reacció Moments Eix Z i Eix Y [Font: SOLIDWORKS]	30
Il·lustració 17 Hipòtesis reaccions als tubs [Font: SOLIDWORKS]	30

Il·lustració 18	Condicions de contorn estudi simulació basculant [Font: SOLIDWORKS]	33
Il·lustració 19	Factor de seguretat estudi de simulació basculant [Font: SOLIDWORKS]	34
Il·lustració 20	Reaccions del basculant a la base tubular [Font: SOLIDWORKS]	35
Il·lustració 21	Representació forat del basculant amb el pistó	36
Il·lustració 22	Basculant amb obertura mínima [Font: SOLIDWORKS]	37
Il·lustració 23	Basculant amb obertura màxima [Font: SOLIDWORKS]	37
Il·lustració 24	Detall mesures pistó hidràulic CIRCOSA [Font: CIRCOSA]	38
Il·lustració 25	Pistó hidràulic del basculant [Font: SOLIDWORKS]	39
Il·lustració 26	Factor de seguretat eix basculant-1 [Font: SOLIDWORKS]	40
Il·lustració 27	Factor de seguretat eix basculant-2 [Font: SOLIDWORKS]	41
Il·lustració 28	Factor de seguretat eix basculant-3 [Font: SOLIDWORKS]	41
Il·lustració 29	Mides Pistó 702/350 CIRCOSA [Font: CIRCOSA]	42
Il·lustració 30	Proposta 1 Manipulador [Font: SOLIDWORKS]	42
Il·lustració 31	Connexió Braç-Manipulador [Font: SOLIDWORKS]	43
Il·lustració 32	Estudi de simulació connexió braç- manipulador [Font: SOLIDWORKS]	43
Il·lustració 33	Resultat estudi de simulació (Tensió) [Font: SOLIDWORKS]	44
Il·lustració 34	Resultat estudi de simulació (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	44
Il·lustració 35	Estudi de simulació manovella (Tensió) [Font: SOLIDWORKS]	45
Il·lustració 36	Proposta definitiva base manipulador [Font: SOLIDWORKS]	46

Il·lustració 37 Estudi de simulació base manipulador (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	46
Il·lustració 38 Condicions de contorn estudi simulació eix de rotació manipulador pes màxim [Font: SOLIDWORKS]	47
Il·lustració 39 Estudi de simulació eix rotació màxim (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	47
Il·lustració 40 Condicions de contorn estudi simulació eix de rotació manipulador pes mínim [Font: SOLIDWORKS]	48
Il·lustració 41 Estudi de simulació eix rotació mínim (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	48
Il·lustració 42 Muntatge eix rotació [Font: SOLIDWORKS]	49
Il·lustració 43 Càlcul de forces manovella eix rotació [Font: SOLIDWORKS]	50
Il·lustració 44 Estudi de simulació manovella (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	51
Il·lustració 45 Suport Bastidor Braç [Font: SOLIDWORKS]	52
Il·lustració 46 Conjunt braç posicionament [Font: SOLIDWORKS]	53
Il·lustració 47 Detall Eix Pistó-Braç Posicionament [Font: SOLIDWORKS]	54
Il·lustració 48 Estudi de simulació Eix Pistó-Braç Posicionament (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	54
Il·lustració 49 Estudi de simulació Subjecció Braç posicionament-Pistó (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	55
Il·lustració 50 Representació inicial braç rotació [Font: SOLIDWORKS]	56
Il·lustració 51 Posició inicial i final braç rotació [Font: SOLIDWORKS]	56
Il·lustració 52 Braç Manipulador plegat [Font: SOLIDWORKS]	57
Il·lustració 53 Gràfic força a tracció pistó braç rotació-1 [Font: SOLIDWORKS]	58

Il·lustració 54 Gràfic força a tracció pistó braç rotació-2 [Font: SOLIDWORKS]	58
Il·lustració 55 Detall manovelles del braç manipulador [Font: SOLIDWORKS]	59
Il·lustració 56 Posició inicial braç manipulador [Font: SOLIDWORKS]	60
Il·lustració 57 1r pas per desplegar el braç manipulador [Font: SOLIDWORKS]	61
Il·lustració 58 2n pas per desplegar el braç manipulador [Font: SOLIDWORKS]	61
Il·lustració 59 1r pas per carregar la bala [Font: SOLIDWORKS]	62
Il·lustració 60 2n pas per carregar la bala [Font: SOLIDWORKS]	62
Il·lustració 61 3r pas per carregar la bala [Font: SOLIDWORKS]	63
Il·lustració 62 Detall tub per equilibrar el manipulador [Font: SOLIDWORKS]	64
Il·lustració 63 4t pas per carregar la bala [Font: SOLIDWORKS]	65
Il·lustració 64 Elevador [Font: SOLIDWORKS]	66
Il·lustració 65 Base tubular [Font: SOLIDWORKS]	66
Il·lustració 66 Estudi de simulació 2 bales (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	67
Il·lustració 67 Estudi de simulació 1 bala (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	67
Il·lustració 68 Components descàrrega [Font: SOLIDWORKS]	68
Il·lustració 69 Gràfic força pistó descàrrega [Font: SOLIDWORKS]	69
Il·lustració 70 Base Exterior Elevador [Font: SOLIDWORKS]	70
Il·lustració 71 Guies Interiors Elevador [Font: SOLIDWORKS]	71
Il·lustració 72 Detall subjeccions superiors Elevador [Font: SOLIDWORKS]	72

Il·lustració 73 Detall subjeccions inferiors Elevador [Font: SOLIDWORKS]	72
Il·lustració 74 Condicions de contorn barra [Font: SOLIDWORKS]	73
Il·lustració 75 Estudi de simulació barra (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	73
Il·lustració 76 Estudi de simulació barra descàrrega (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	74
Il·lustració 77 Reaccions Elevador [Font: SOLIDWORKS]	75
Il·lustració 78 Estudi de simulació Reforç inferior guies exteriors (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	76
Il·lustració 79 Reforç peu bastidor [Font: SOLIDWORKS]	77
Il·lustració 80 Estudi de simulació Reforç peu bastidor (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	77
Il·lustració 81 Pistons hidràulics Elevador [Font: SOLIDWORKS]	78
Il·lustració 82 Superfície de transport [Font: SOLIDWORKS]	79
Il·lustració 83 Planxa de la superfície de transport [Font: SOLIDWORKS]	80
Il·lustració 84 Suport superfície de transport-1 [Font: SOLIDWORKS]	80
Il·lustració 85 Suport superfície de transport-2 [Font: SOLIDWORKS]	81
Il·lustració 86 Estudi de simulació superfície de transport (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	81
Il·lustració 87 Peu suport plaques laterals [Font: SOLIDWORKS]	82
Il·lustració 88 Placa lateral [Font: SOLIDWORKS]	82
Il·lustració 89 Muntatge plaques laterals [Font: SOLIDWORKS]	83
Il·lustració 90 Detall suport tubular superior [Font: SOLIDWORKS]	83

Il·lustració 91 Tapa posterior [Font: SOLIDWORKS]	84
Il·lustració 92 Detall suports rotació tapa posterior [Font: SOLIDWORKS]	85
Il·lustració 93 Muntatge suports rotació tapa posterior [Font: SOLIDWORKS]	85
Il·lustració 94 Detall tub travesser [Font: SOLIDWORKS]	86
Il·lustració 95 Porta descàrrega [Font: SOLIDWORKS]	87
Il·lustració 96 Detall muntatge porta descàrrega [Font: SOLIDWORKS]	87
Il·lustració 97 Muntatge pistó tapa posterior [Font: SOLIDWORKS]	88
Il·lustració 98 Gràfic força pistó tapa posterior [Font: SOLIDWORKS]	89
Il·lustració 99 Tapa posterior posició descàrrega [Font: SOLIDWORKS]	89
Il·lustració 100 Conjunt 14 bales [Font: SOLIDWORKS]	90
Il·lustració 101 Representació forces del pes de les bales [Font: SOLIDWORKS]	91
Il·lustració 102 PNL de 30x30x4mm de 900mm de llarg [Font: SOLIDWORKS]	92
Il·lustració 103 Muntatge Eix Posterior [Font: SOLIDWORKS]	92
Il·lustració 104 Estudi de simulació Eix Posterior (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	93
Il·lustració 105 Estudi de fatiga-1 (Vida total) [Font: SOLIDWORKS]	93
Il·lustració 106 Estudi de simulació Eix Posterior-2 (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]	95
Il·lustració 107 Estudi de fatiga-2 (Vida total) [Font: SOLIDWORKS]	95
Il·lustració 108 Reductor RT-500 43,6:1 [Font: ROGIMAR]	96
Il·lustració 109 Motor hidràulic OMR80 [Font: ROGIMAR]	98

Il·lustració 110 Estudi de fatiga-3 (Vida total) [Font: SOLIDWORKS]	99
Il·lustració 111 Coixinet amb brida GFM-606580-62 [Font: IGUS]	100
Il·lustració 112 Detall cadena escampador [Font: INDUSTRIAS MANRIQUE]	101
Il·lustració 113 Suport eix posterior [Font: SOLIDWORKS]	101
Il·lustració 114 Detall tensor [Font: SOLIDWORKS]	102
Il·lustració 115 Muntatge Tensor [Font: SOLIDWORKS]	103
Il·lustració 116 Representació forces tensor [Font: SOLIDWORKS]	104
Il·lustració 117 Tensor M12 [Font: SOLIDWORKS]	107
Il·lustració 118 Suport eix davanter [Font: SOLIDWORKS]	108
Il·lustració 119 Col·locació Reductor + Motor [Font: SOLIDWORKS]	108
Il·lustració 120 Suport davanter-2 [Font: SOLIDWORKS]	109
Il·lustració 121 Coixinet GSM-6065-30 [Font: IGUS]	109
Il·lustració 122 Muntatge eix davanter [Font: SOLIDWORKS]	110
Il·lustració 123 Bastidor [Font: SOLIDWORKS]	111
Il·lustració 124 Detall sistema acoblament [Font: SOLIDWORKS]	112
Il·lustració 125 Punta de llança 00.650.82.0-A02 de SCHARMÜLLER [Font: SCHARMÜLLER]	114
Il·lustració 126 Càlcul dimensionament ballesta [Font: GEPLASMETAL]	114
Il·lustració 127 Mesures sistema d'acoblament [Font: SOLIDWORKS]	115

Il·lustració 128 Eix simple amb frens de tambor AA0UA1VCN046 de GEPLASMETAL [Font: GEPLASMETAL]	116
Il·lustració 129 Sistema de suspensió tàndem KC2121C3N103B de GEPLASMETAL [Font: GEPLASMETAL]	117
Il·lustració 130 Roda + llanta 319022038508 INDUSTRIAS MANRIQUE [Font: INDUSTRIAS MANRIQUE]	117
Il·lustració 131 Conjunt tàndem [Font: SOLIDWORKS]	118
Il·lustració 132 Posicionament tàndem [Font: SOLIDWORKS]	118
Il·lustració 133 Càrrega crítica [Font: SOLIDWORKS]	120
Il·lustració 134 Posicionament peu suport [Font: SOLIDWORKS]	121
Il·lustració 135 Peu suport + bomba manual CIRCOSA [Font: CIRCOSA]	122
Il·lustració 136 Subjecció peu suport [Font: SOLIDWORKS]	123
Il·lustració 137 Muntatge peu suport [Font: SOLIDWORKS]	123
Il·lustració 138 Representació càrrega peu suport [Font: SOLIDWORKS]	124
Il·lustració 139 Pintura amb la codificació RAL [Font: GOOGLE IMATGES]	125
Il·lustració 140 Braç Manipulador pintat [Font: SOLIDWORKS]	126
Il·lustració 141 Remolc pintat [Font: SOLIDWORKS]	126
Il·lustració 142 Làser de TCI Cutting [Font: TCI CUTTING]	127
Il·lustració 143 Càrrega de bales al camp [Font: GOOGLE IMATGES]	128
Il·lustració 144 Previsió vendes/any	134

Índex de taules

Taula 1 Estudi de convergència	25
Taula 2 Característiques Reductor RT-500 43,6:1	97
Taula 3 Característiques Motor OMR80	98
Taula 4 Valors nominals del límit elàstic i resistència de cargols [Font: INGEMECHANICA]	106
Taula 5 Tensió de ruptura de l'acer en funció del gruix i la qualitat del material [Font: PRONTUARIOS DE INGENIERIA CIVIL]	106
Taula 6 Costos de fabricació-1	131
Taula 7 Material de compra	132
Taula 8 Costos de fabricació-2	133
Taula 9 Costos de fabricació totals	133
Taula 10 Costos disseny	134
Taula 11 Cost total	135
Taula 12 Estimació P.V.P.	135

1. Introducció

El propòsit del treball és el disseny d'un remolc que pugui carregar bales de manera autònoma. Aquest tipus de remolc ja estan disponibles al mercat. Les bales amb les que treballen tenen una geometria diferent, són en forma de prisma. El sistema de carrega i transport no és compatible per utilitzar en bales cilíndriques, ja que les dimensions són diferents. Si no es manipulen de manera correcta es podrien arribar a desembolicar i dificultar molt el transport.

En primer lloc cal establir quins són els objectius que es volen assolir al final del projecte i explicar-los breument.

1.1. Objectius del treball

L'objectiu principal del treball és dissenyar un remolc que pugui carregar bales cilíndriques utilitzant únicament el tractor al que va acoblat. D'aquesta manera s'estalvia l'ús d'un segon tractor per carregar les bales.

El remolc és un objecte destinat al transport de mercaderies, per tant el seu disseny s'ha d'adaptar a les normatives de circulació que fan referència a la maquinaria agrícola. També és necessari que les peces utilitzades siguin compatibles i/o normalitzades amb les de la unitat tractora, ja que d'aquesta manera es redueixen els costos de fabricació.

És important allargar la vida útil de la màquina el major temps possible, però sempre tenint en compte els costos de disseny i l'objectiu principal que és el bon funcionament de la màquina.

Finalment s'haurà de fer un estudi econòmic de tots els costos involucrats en la fabricació del remolc per avaluar quin és el cost total i fer una aproximació del preu de venda al públic.

2. Disseny del remolc

El disseny del remolc s'ha dividit en diverses parts que corresponen als diferents sistemes que conformen el remolc. En cadascun dels apartats es detalla la funció del sistema i els mecanismes necessaris per realitzar la tasca.

S'ha decidit que el remolc servirà per bales cilíndriques d'unes dimensions concretes. Aquestes dimensions són utilitzades en moltes màquines, pel que es poden considerar comuns. Les bales rodones fan 1.700mm de diàmetre i 1.200mm d'amplada.

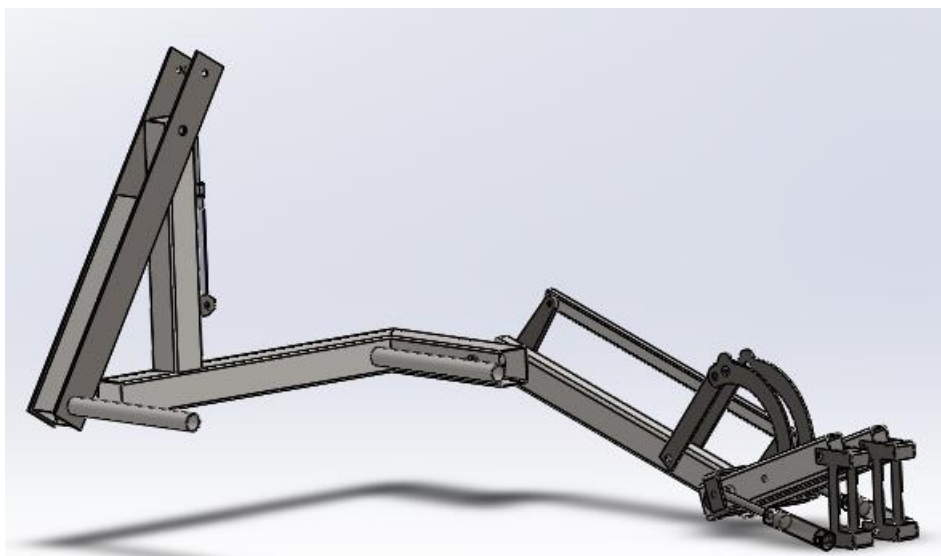


Il·lustració 1 Camp de bales de palla [Font: PXFUEL]

La disposició de les bales al camp és molt important, ja que s'intentarà que per carregar les bales s'hagi de realitzar les menors operacions possibles i el menor recorregut. Tot i això també cal tenir en compte que obtenir la màxima capacitat de càrrega és molt important per aconseguir un producte competitiu i el més rendible possible.

2.1. Manipulador

El sistema manipulador es pot dividir en dues parts. La primera és el recollidor, és l'encarregat de subjectar la bala des de la posició inicial fins que està a la base de l'elevador. El braç dirigeix la bala del terra del camp fins a la base de l'elevador.



Il·lustració 2 Manipulador de bales [Font: SOLIDWORKS]

2.1.1. Recollidor de bales

Aquesta part es basa en utilitzar la forma cilíndrica de les bales per poder agafar-les amb més facilitat i que el seu propi pes sigui el que les mantingui en la posició correcta. Consisteix en dos tubs cilíndrics col·locats al recollidor. El posterior sempre està fixat al sistema i el davant es mou mitjançant un pistó hidràulic. La distància entre els dos tubs serà menor al diàmetre de la bala quan se la vulgui subjectar. El funcionament del recollidor és el següent:

Primerament amb el tractor totalment recta cal situar el recollidor frontalment a la cara cilíndrica de la bala. Una vegada la bala està tocant al tub posterior del recollidor o està a una distància relativament ajustada és necessari posar en funcionament el pistó hidràulic que col·locarà el tub davant de la bala.

Quan el braç aixequi el recollidor, els tubs ajudaran a subjectar la bala a la posició correcta.

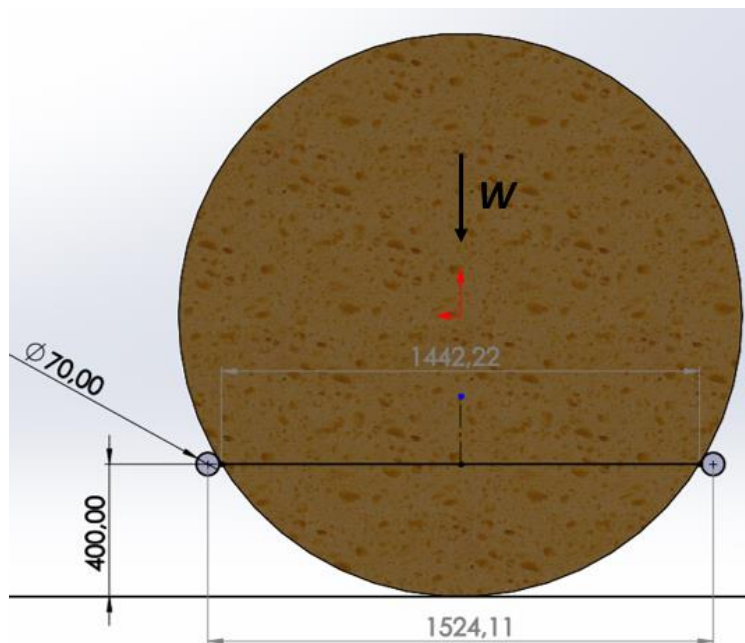
Cal especificar que les bales quan estan en aquesta posició no són exactament cilíndriques, ja que es deformen pel seu propi pes i la seva amplada és major que la seva altura, es considerarà com si fos un sòlid rígid. Tot i això la diferencia entre el cas estudiat i la realitat és mínima. A més les propietats mecàniques d'una bala de palla són molt variables, ja que depenen del tipus de blat plantat, el clima que ha fet durant l'època de creixement, l'embaladora que fa les bales, entre altres. La densitat tampoc és constant, però es pot fixar un valor màxim aproximat i treballar a partir d'aquesta quantitat. Les bales d'aquestes dimensions acostumen a pesar entre 450-420 kg, es considerarà que pesen 500 kg.

$$W = m \cdot g \quad (\text{Eq. 2.1.})$$

Els valors corresponen a m per la massa de la bala i g per la gravetat de l'equació 2.2..

$$W = 500 \cdot 9.81 = 4905 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.2.})$$

La distància a la superfície és important perquè el manipulador estarà en moviment al igual que el remolc, de manera que si hi ha algun sot o alguna pedra pot causar que es redueixi la distància habitual al terra i fer perillar la integritat funcional del manipulador i per tant la del conjunt del remolc. S'ha escollit una distància de 400 mm entre el terra i el centre del tub del recollidor, el que farà que la distància real sigui de 350-300 mm. Per reduir les operacions de càlcul es simplificarà el model d'estudi a un pla coincident amb el centre de gravetat de la bala.



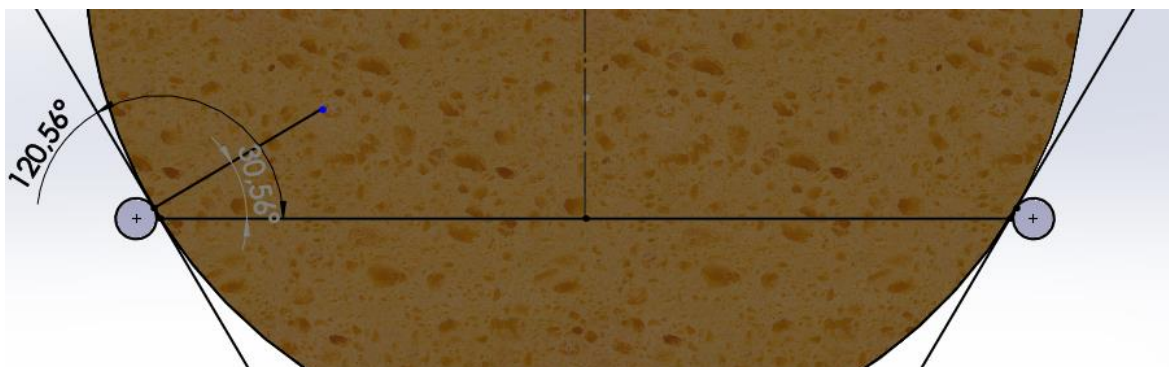
Il·lustració 3 Esbós dimensionament manipulador [Font: SOLIDWORKS]

Fixant la distància vertical es podrà trobar l'amplada entre els dos tubs per poder fixar la bala al seu lloc. Els dos tubs són tangents a la bala. Considerant que el diàmetre exterior dels tubs és de 70mm i que la posició horitzontal entre els dos tubs és coincident resulta en que la distància entre els dos tubs és de 1530 mm aproximadament. El repartiment de forces aplicades al tub variaran en funció de l'angle de contacte entre la bala i el tub. L'angle es pot determinar a partir de la recta tangent al tub i a la bala.

L'angle entre el tub i la bala és de $120,56^\circ$, en els dos tubs tenen el mateix valor.

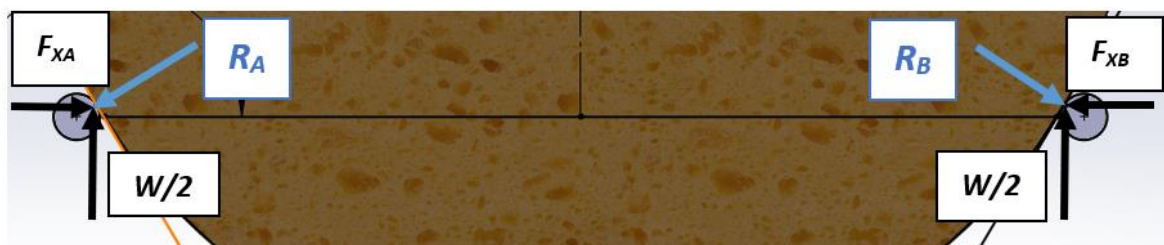
Mitjançant la consideració que els dos tubs estan a la mateixa altura, podem saber que la força vertical en cadascun dels tubs tindrà la mateixa direcció, sentit i valor. Per tant si el pes de la bala és de W [Newton], la reacció vertical en cada tub serà de $\frac{W}{2}$ [Newton].

$$\frac{W}{2} = \frac{4905}{2} = 2452.5 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.3.})$$



Il·lustració 4 Representació línia perpendicular al pla tangent [Font: SOLIDWORKS]

La força exercida per la bala als tubs (R_A i R_B) serà perpendicular als plans de contacte entre les dues superfícies. Les reaccions als tubs seran ($\frac{W}{2}$, F_{XA} , F_{XB})



Il·lustració 5 Representació forces al tub del manipulador [Font: SOLIDWORKS]

Amb regles de trigonometria es pot determinar els valors de les variables restants. Se sap el valor de $\frac{W}{2}$ i l'angle entre R_A i F_{XA} , de manera que s'utilitzen les formules 2.4. i 2.5..

$$\tan(30,56) = \frac{\frac{W}{2}}{F_{XA}} \quad (\text{Eq. 2.4.})$$

$$\sin(30,56) = \frac{\frac{W}{2}}{R_A} \quad (\text{Eq. 2.5.})$$

De la mateixa manera es calcula les incògnites R_B i F_{XB} . Es resolen les equacions 2.6 i 2.7 per trobar les incògnites.

$$F_{XA} = \frac{\frac{W}{2}}{\tan(30,56)} = \frac{2452,5}{\tan(30,56)} = 4,15 \text{ kN} \rightarrow \quad (\text{Eq. 2.6.})$$

$$F_{XB} = 4,15 \text{ kN} \leftarrow$$

$$R_A = \frac{\frac{W}{2}}{\sin(30,56)} = \frac{2452,5}{\sin(30,56)} = 4,82 \text{ kN} \quad (\text{Eq. 2.7.})$$

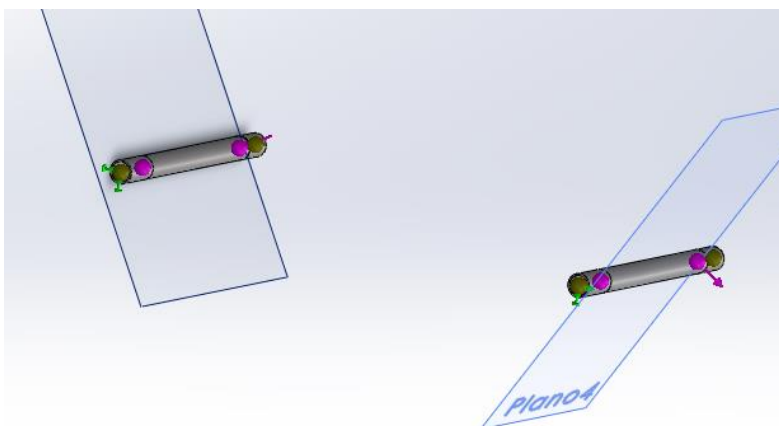
Es resolen les incògnites R_B i F_{XB} .

$$F_{XB} = 4,15 \text{ kN} \leftarrow \quad (\text{Eq. 2.8.})$$

$$R_B = 4,82 \text{ kN} \quad (\text{Eq. 2.9.})$$

Una vegada s'han resolt totes les incògnites es pot calcular els esforços dels tubs mitjançant un simulador d'elements finits.

S'ha escollit un diàmetre exterior de 70mm i un espessor de paret de 5mm, que és valor màxim per aquest diàmetre que es fabrica normalment.



Il·lustració 6 Detall plans tangents als tubs [Font: SOLIDWORKS]

S'ha creat un pla coincident a la línia tangent entre el tub i la bala i s'aplicarà una força al tub que és perpendicular al pla amb valor R_B o R_A , segons correspongui. El tub té una llargada de 700mm respecte la base del manipulador i el punt a on s'aplica la força està a una llargada de 600mm. El tub s'unirà a la base mitjançant cordons de soldadura, per tant per representar-ho amb la major exactitud s'ha considerat com un encastament que no permet moviment.



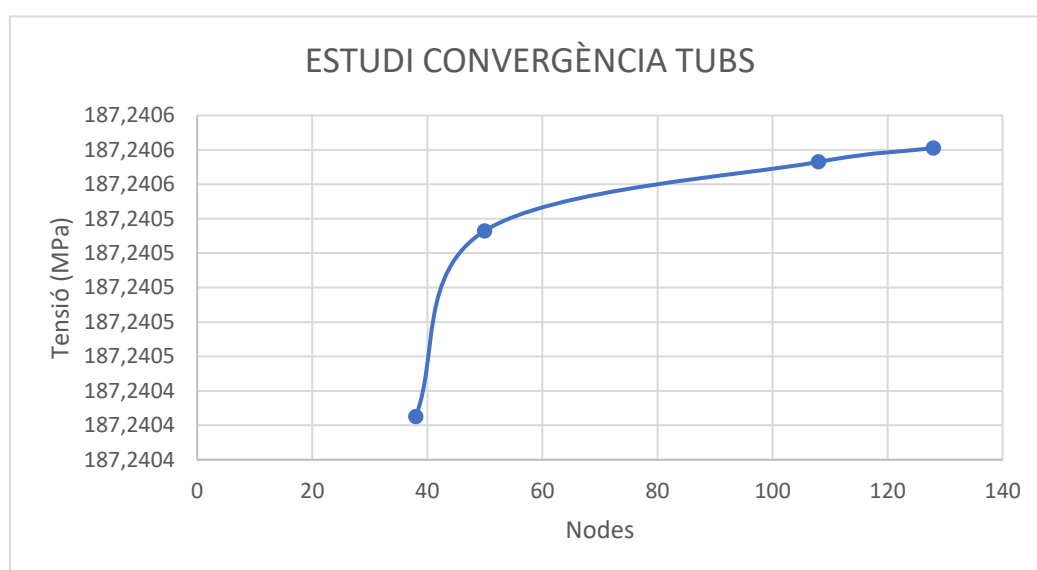
Il·lustració 7 Condicions de contorn estudi de simulació [Font: SOLIDWORKS]

A partir del anàlisi estàtic plantejat es crearà un estudi de convergència per determinar la veracitat dels resultats obtinguts de l'estudi. La convergència es durà a terme augmentant el número de nodes. Per realitzar un anàlisi de convergència amb elements finits és necessari determinar un

punt de la peça i avaluar els seus valors de tensió a mesura que augmenten els nodes. La zona preferible per escollir els punts d'avaluació és la zona on hi ha més sol·licitació.

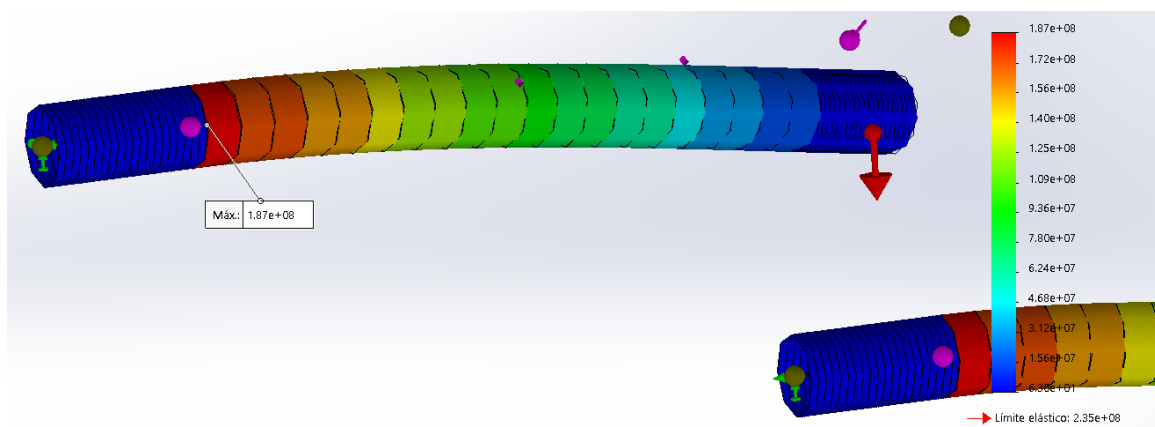
Taula 1 Estudi de convergència

	ESTUDI A	ESTUDI B	ESTUDI C	ESTUDI D
TENSIÓ (MPa)	187,2404	187,2405	187,2406	187,2406
NODES	38	50	108	128



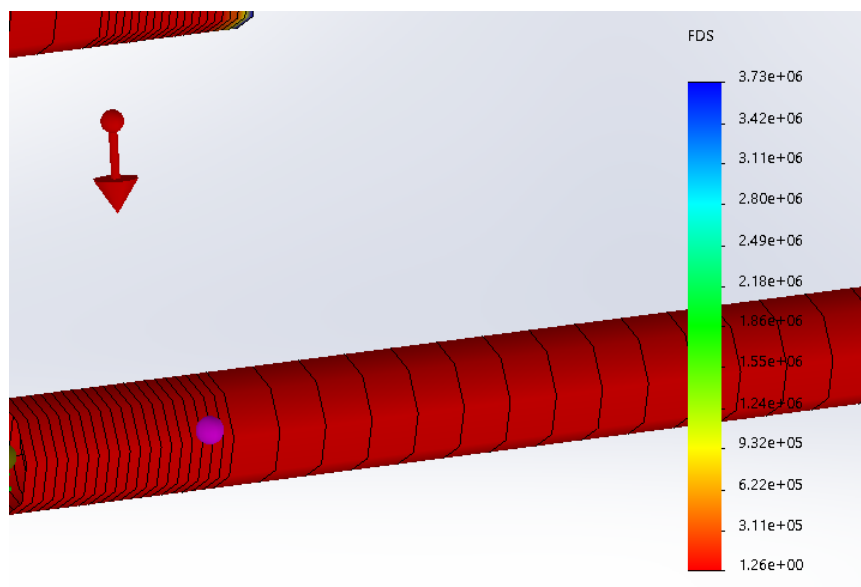
Il·lustració 8 Gràfic estudi de convergència

Mitjançant el gràfic es pot apreciar que la tendència del gràfic és a convergir a un valor, de manera que podem donar el resultat per correcte.



Il·lustració 9 Tensió al tub del manipulador [Font: SOLIDWORKS]

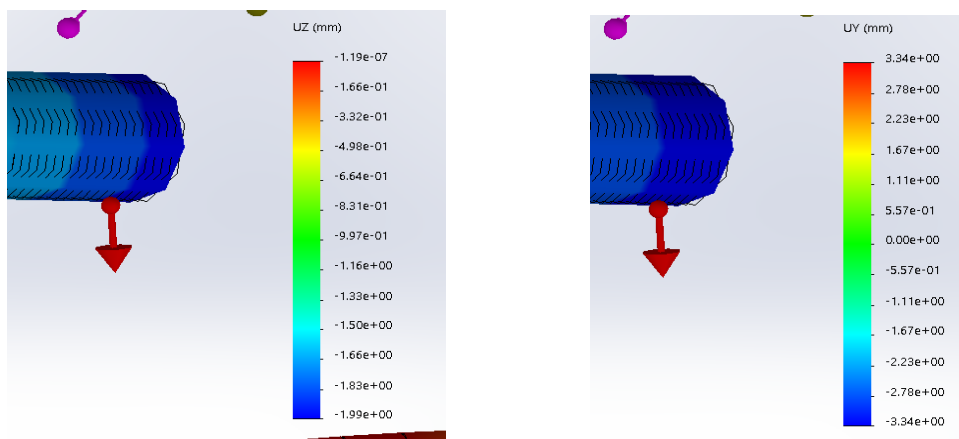
El valor de la tensió més gran es troba a un dels encastaments de la base del manipulador. Tot i això la sol·licitació és menor que el límit elàstic del tub. A continuació es calcularà de simulació el factor de seguretat.



Il·lustració 10 Factor de seguretat estudi simulació dels tubs [Font: SOLIDWORKS]

El factor de seguretat és de 1,26. Sabent que s'ha calculat el cas més crític i que és impossible que succeeixi perquè les bales de palla no són un sòlid rígid es dona com a correcte les dimensions del tub de $\varnothing 70\text{mm}$ i espessor de 5mm.

També es necessari assegurar que els desplaçament a la punta del tub siguin relativament petits per aguantar la bala a la seva posició correcta.

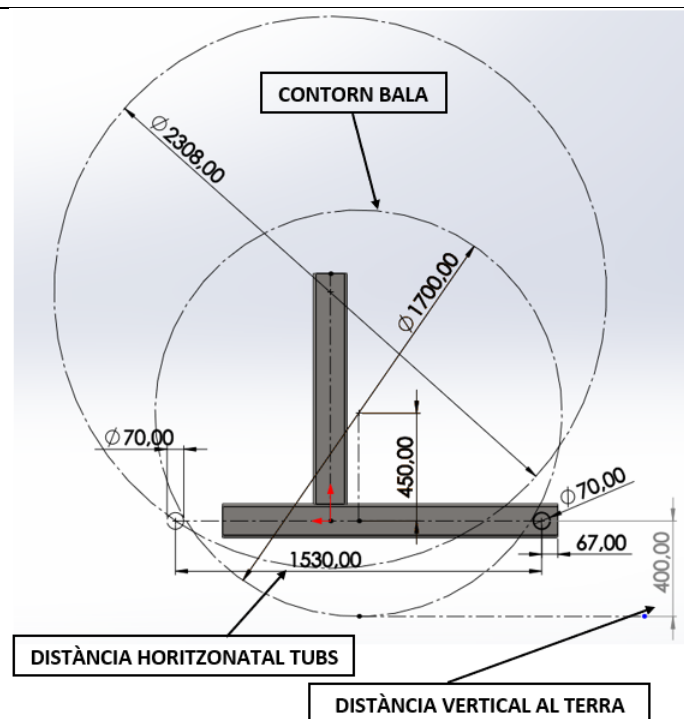


Il·lustració 11 Desplaçament estudi de simulació dels tubs [Font: SOLIDWORKS]

En la direcció vertical el tub baixa 1,99mm i en la direcció horitzontal se separa 3,34mm de la línia inicial.

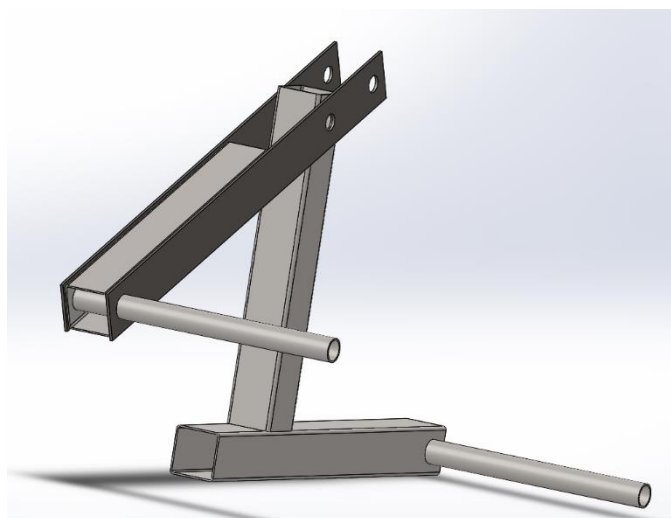
El tub davanter anirà connectat a un sistema basculant que fixarà la posició de la bala a la hora de carregar-la al remolc i la alliberarà per descarregar-la a l'interior del remolc.

Per saber les dimensions del grup basculant es necessari crear una base on es soldarà el tub posterior i on es muntarà els suports pel sistema hidràulic.



Il·lustració 12 Esbós dimensionament basculant [Font: SOLIDWORKS]

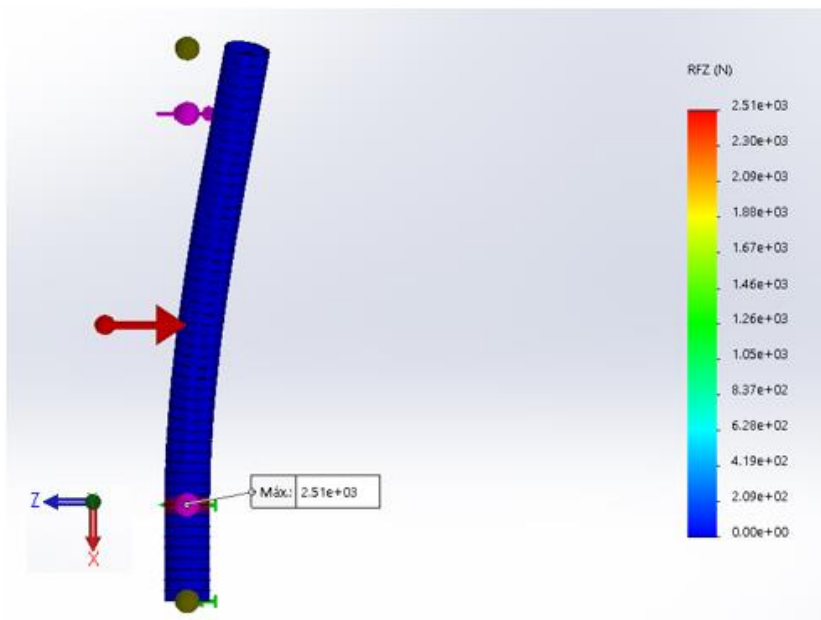
Mitjançant el croquis de la figura anterior podem saber la llargada del basculant i el punt de rotació.



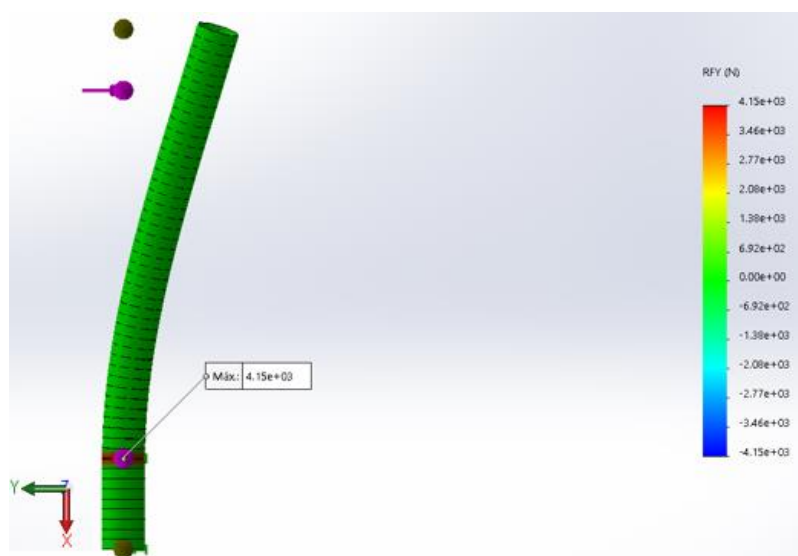
Il·lustració 13 1ra proposta manipulador [Font: SOLIDWORKS]

S'ha col·locat un tub entre els dos passamans que estaran connectats al pistó hidràulic per reforçar la seva resistència estructural. D'aquesta manera flectarà menys quan estigui carregat i la sol·licitació també serà menor.

Per calcular les reaccions que es transmeten del tub a la barra basculant s'ha considerat que el tub està subjectat per un únic encastament. Per establir com a correcte la hipòtesis plantejada s'ha buscat els valors de les reaccions de l'estudi anterior.

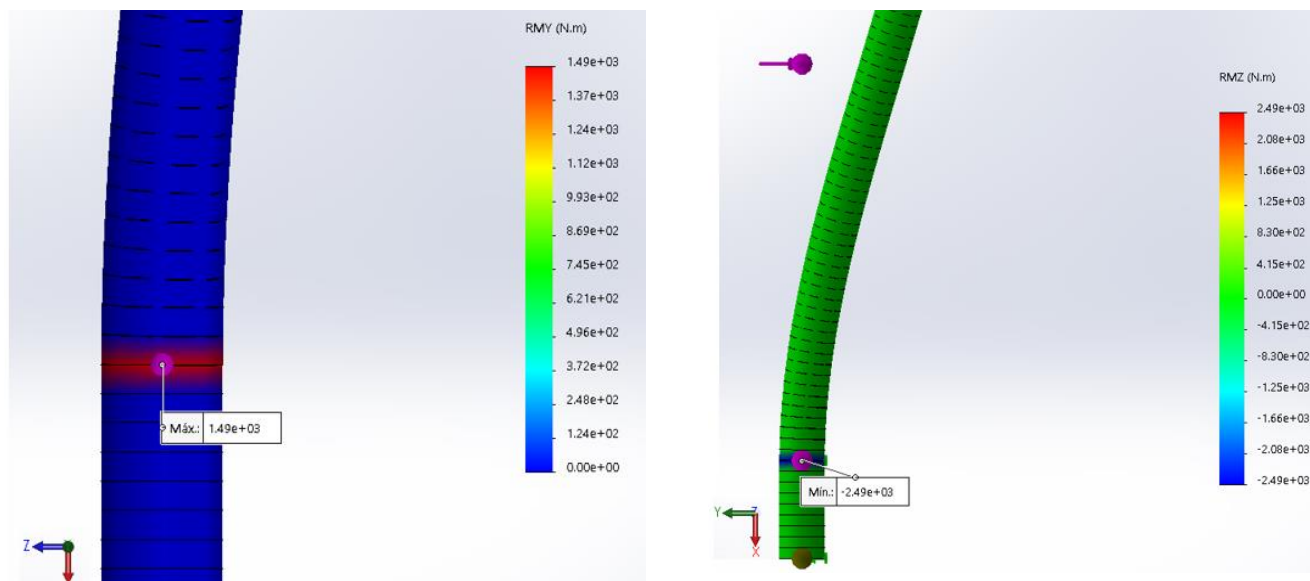


Il·lustració 14 Reacció força Eix Z [Font: SOLIDWORKS]



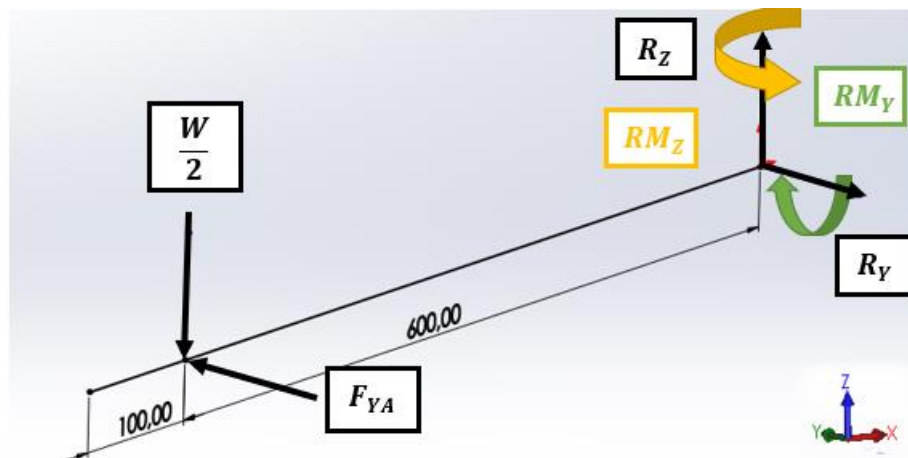
Il·lustració 15 Reacció força Eix Y [Font: SOLIDWORKS]

Al ser un encastament també hi haurà moments resultants a l'eix Z i a l'eix Y.



Il·lustració 16 Reacció Moments Eix Z i Eix Y [Font: SOLIDWORKS]

Una vegada s'han obtingut els valors de l'estudi cal comprovar si coincideixen amb la hipòtesis plantejada.



Il·lustració 17 Hipòtesis reaccions als tubs [Font: SOLIDWORKS]

S'ha de complir l'equilibri entre totes les forces i la suma de moments ha de ser igual a zero, de manera que es busquen les incògnites R_Y , R_Z , M_Y i M_Z , es resolen les equacions 2.10., 2.11., 2.12. i 2.13..

$$\sum F_Z = 0 \text{ (Eq. 2.10.)}$$

$$-\frac{W}{2} + R_Z = 0$$

$$R_Z = \frac{W}{2} = 2452,5 \text{ N } \uparrow$$

$$\sum M_Y = 0 \text{ (Eq. 2.11.)}$$

$$\left(-\frac{W}{2} \cdot 0,6\right) + RM_Y = 0$$

$$RM_Y = \frac{W}{2} \cdot 0,6 = 1471,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$RM_Y = 1471,5 \text{ N} \cdot \text{m } \curvearrowright$$

$$\sum M_Z = 0 \text{ (Eq. 2.12.)}$$

$$(F_{ZA} \cdot 0,6) + RM_Z = 0$$

$$RM_Z = -F_{ZA} \cdot 0,6 = -2492,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

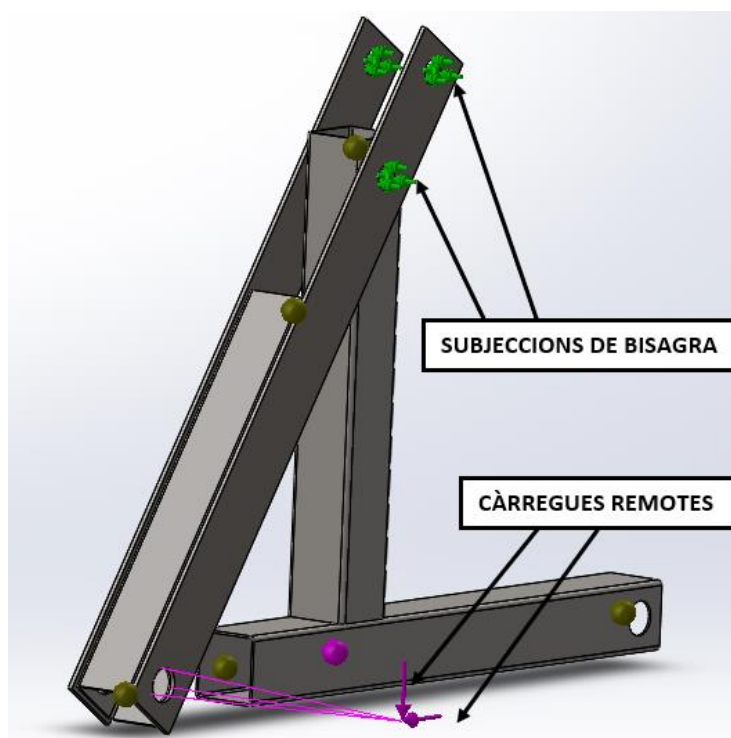
$$RM_Z = 2492,6$$

$$\sum F_Y = 0 \text{ (Eq. 2.13.)}$$

$$F_{YA} - R_Y = 0$$

$$R_Y = -F_{YA} = 4154,3 \text{ N } \rightarrow$$

Com es pot comprovar, els valors de la hipòtesis són pràcticament iguals als de l'estudi de simulació, de manera que es pot determinar que la consideració és correcta.

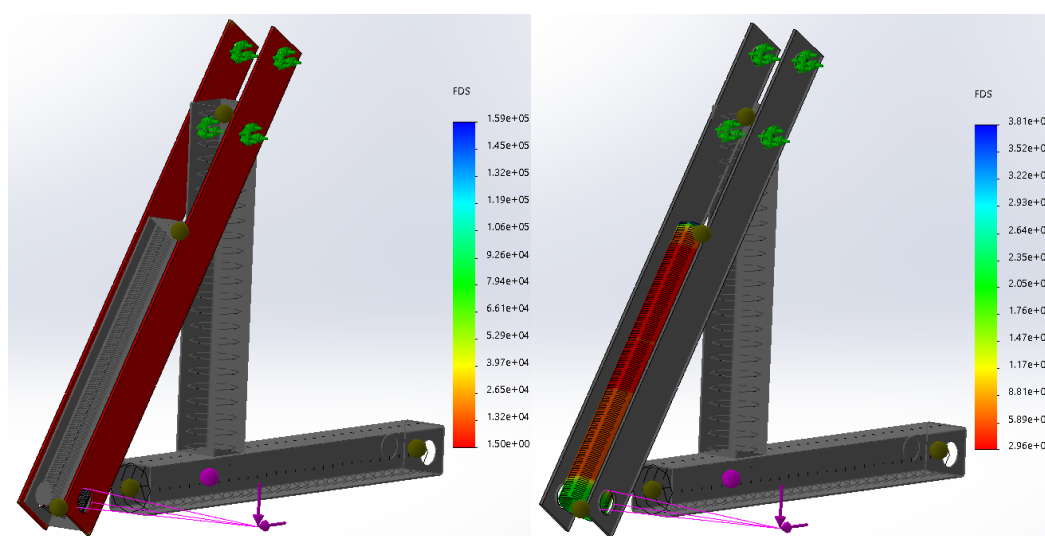


Il·lustració 18 Condicions de contorn estudi simulació basculant [Font: SOLIDWORKS]

Per fer la simulació s'ha utilitzat una eina anomenada "Carga Remota" que permet aplicar forces a elements a distància. D'aquesta manera es podran calcular els esforços a la barra basculant. Cal tenir en consideració que la barra basculant està composta per dues planxes de 10mm de gruix soldades a un tub quadrat de 140x140mm i 5mm d'espessor.

Per les subjeccions s'ha col·locat una tipologia de frontissa, que permet la rotació però no permet la translació en cap dels seus eixos.

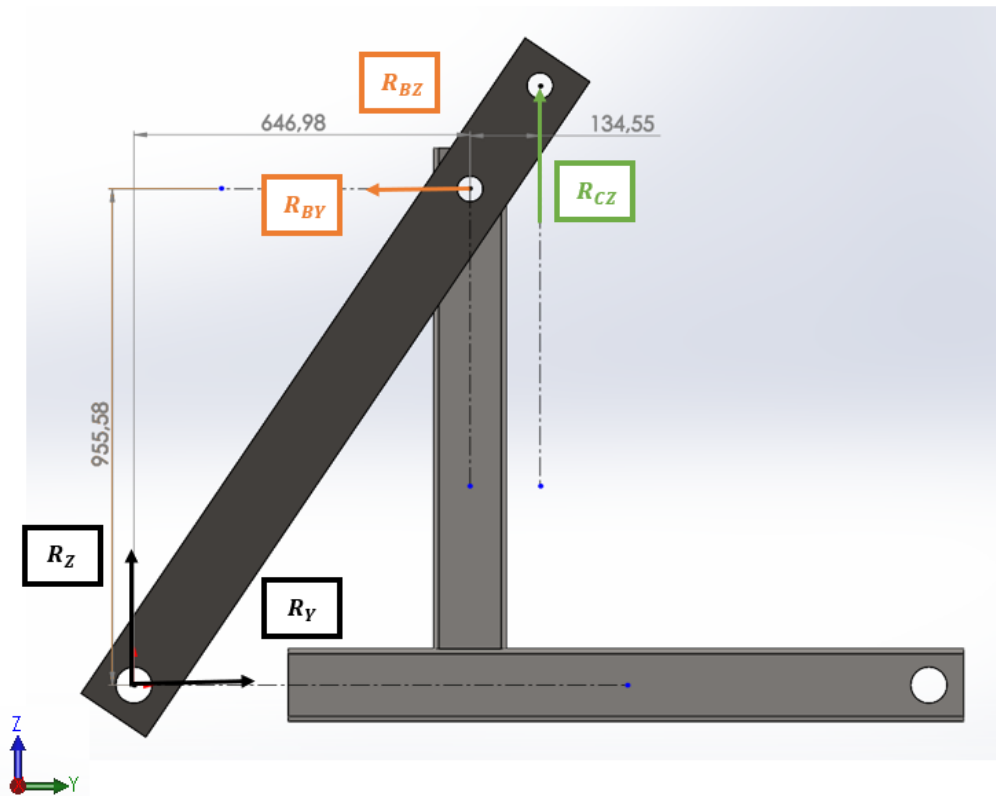
S'utilitzarà un gràfic de factor de seguretat permet avaluar el valor de la sol·licitació de la peça en comparació al límit elàstic del material. S'haurà de representar un gràfic per les dues planxes i un altre pel tub, ja que tenen processos de fabricació diferents i per tant les seves propietats mecàniques no són iguals.



Il·lustració 19 Factor de seguretat estudi de simulació basculant [Font: SOLIDWORKS]

En el cas de les planxes de 10mm el factor de seguretat és de 1,5 i el del tub és de 2,98. El factor amb valor de 1,5 és molt proper al límit (1), però com que s'ha considerat una sol·licitació que no pot succeir a causa de les propietats físiques de la bala de palla, es dona el valor com a correcte. En el cas del tub, un factor de seguretat proper a 3 és correcte.

Una vegada se sap que la sol·licitació no és major que el límit elàstic del material s'ha de buscar la reacció als forats de la part superior per poder calcular la força necessària que haurà d'exercir el pistó hidràulic. Per calcular un disseny el més optimitzat possible s'ha decidit que en la posició de màxima sol·licitació (la representada) el pistó hidràulic estarà en posició vertical. D'aquesta manera tota la força realitzada pel pistó anirà al basculant.



Il·lustració 20 Reaccions del basculant a la base tubular [Font: SOLIDWORKS]

El punt B no pot absorbir cap moment perquè la fixació és un eix que permet la rotació del basculant. Per calcular les forces s'igualarà a 0 la suma de moments en el punt B. L'equació 2.14..

$$\sum M_B = 0 \quad \curvearrowright \quad (\text{Eq. 2.14.})$$

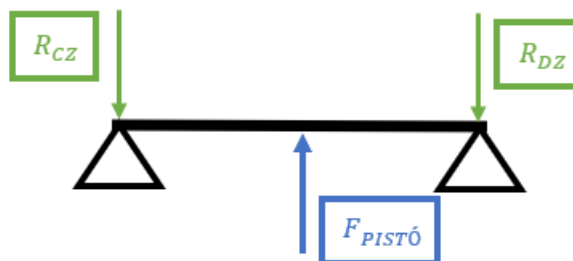
$$-(R_Z \cdot 0,956) + (R_Y \cdot 0,647) + (R_{CZ} \cdot 0,135) = 0 \quad (\text{Eq. 2.15.})$$

$$-(2452,5 \cdot 0,956) + (4154,3 \cdot 0,647) + (R_{CZ} \cdot 0,135) = 0 \quad (\text{Eq. 2.16.})$$

$$R_{CZ} = -2542,5 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.17.})$$

$$R_{CZ} = 2542,5 \text{ N} \downarrow \quad (\text{Eq. 2.18.})$$

Una de les reaccions al basculant permet obtenir la força del pistó fent unes consideracions per simplificar el model. Es considera com una biga l'eix que uneix el basculant al pistó, que està suportat de manera simple als seus extrems i que la càrrega està disposada al centre.



Il·lustració 21 Representació forat del basculant amb el pistó

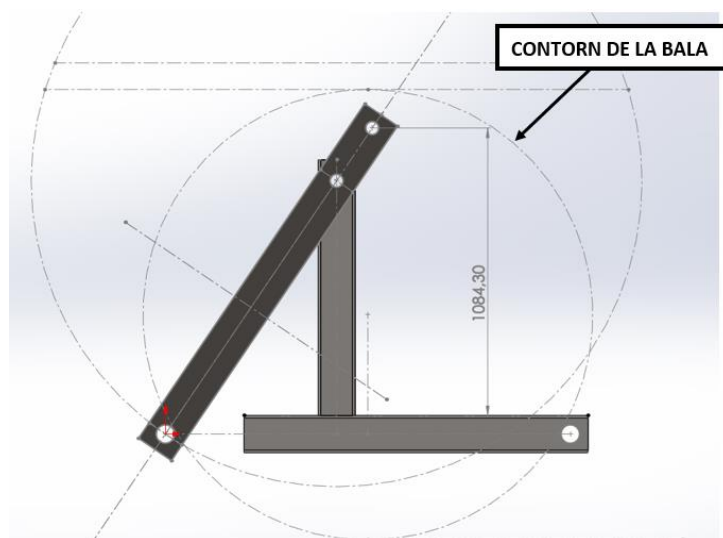
D'aquesta manera sabem que les reaccions són idèntiques als dos extrems tant en valor, direcció i sentit. I a més que la força del pistó és igual a la suma de les dues reaccions i en sentit contrari. Per tant els valors són els següents:

$$R_{CZ} = 2542,5 \text{ N} \downarrow \quad (\text{Eq. 2.19.})$$

$$R_{DZ} = 2542,5 \text{ N} \downarrow \quad (\text{Eq. 2.20.})$$

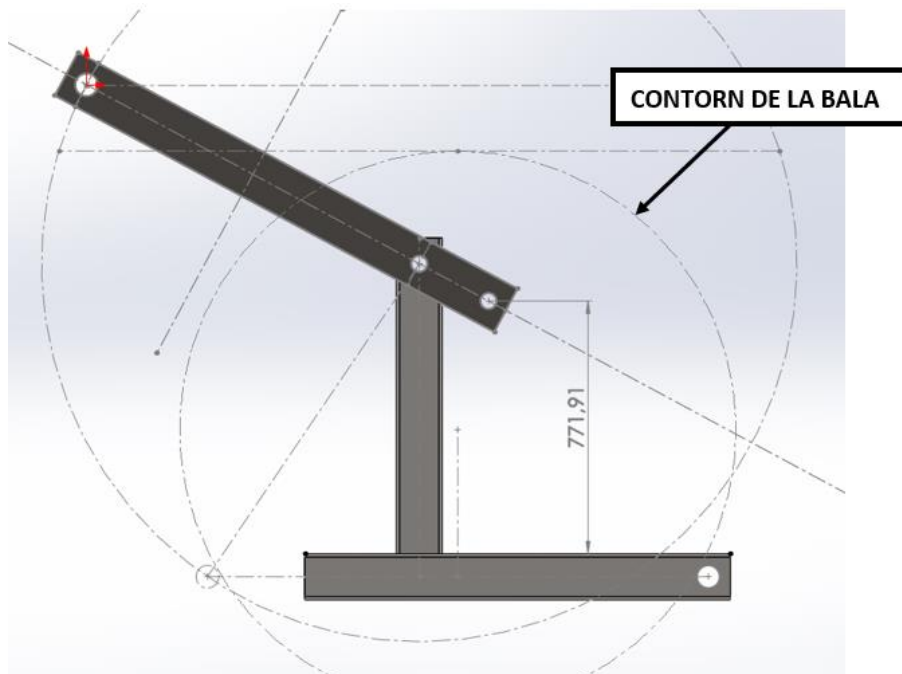
$$F_{PISTÓ} = 5085 \text{ N} \downarrow \quad (\text{Eq. 2.21.})$$

Una vegada se sap el valor de la força que haurà de fer el pistó hidràulic s'ha de calcular la cursa mínima que ha de tenir per deixar passar la bala a la seva posició quan el basculant estigui en la seva posició més alta. Com en els casos anteriors s'ha considerat que la distància entre el terra i la línia central del tub del manipulador és de 400mm.



Il·lustració 22 Basculant amb obertura mínima [Font: SOLIDWORKS]

A la posició de subjecció la distància al tub principal de la base del manipulador és de 1084mm. Per tal de que la bala pugui passar lliurement el basculant ha s'ha d'alçar fins a una altura superior a la de la bala, en aquest cas s'ha establert una altura 200mm superior a la de la bala per evitar impactes en cas de que el manipulador estigui situat en una posició inferior.



Il·lustració 23 Basculant amb obertura màxima [Font: SOLIDWORKS]

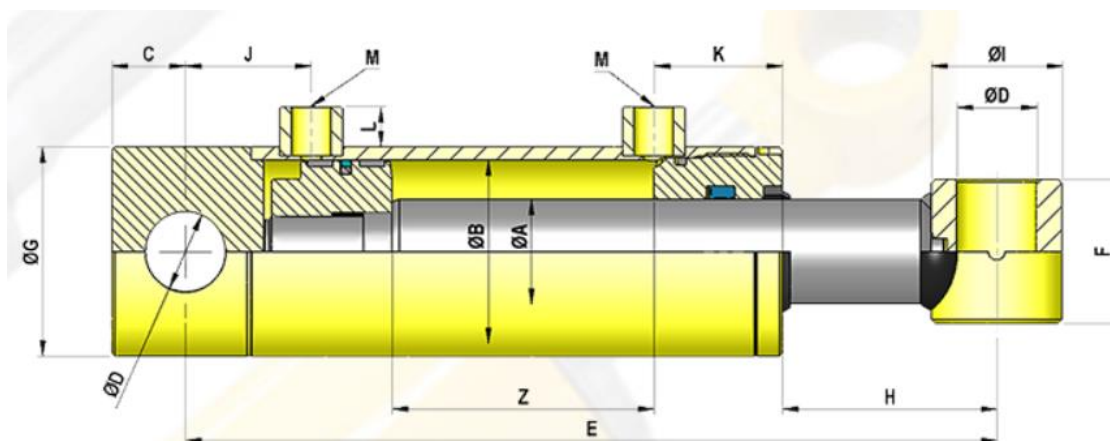
Quan el basculant està a la part superior la distància entre la part superior del pistó i la base del manipulador és de 772mm. Si se sap aquestes dues mesures es pot calcular la carrera que ha de recorre el pistó hidràulic.

$$Carrera = H_{m\grave{a}x} - H_{m\grave{i}n} \quad (\text{Eq. 2.22.})$$

$$Carrera = 1084 - 772 = 312 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 2.23.})$$

Es buscarà un pistó que tingui un recorregut superior i una capacitat de força més gran de la necessària, ja que si s'ha de fabricar un pistó hidràulic a mida els costos s'encaririen notablement.

El catàleg del fabricant indica que la pressió màxima de funcionament dels pistons és de 200 bar, de manera que sabent el diàmetre de l'embòl es pot calcular la força que pot exercir el pistó. Tot i que la pressió aproximada d'una bomba de tractor està entre 130 bar i 80 bar. [4]



REF	ØA	ØB	Z- Carrera	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M BSP	Vol(L)	Juntas	Peso(kg)
700/05	20	32	50	205	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.04	J70N	1.7
700/10	20	32	100	255	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.08	J70N	2.0
700/15	20	32	150	305	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.12	J70N	2.3

Il·lustració 24 Detall mesures pistó hidràulic CIRCOSA [Font: CIRCOSA]

$$Pressió \text{ (MPa)} = \frac{F(N)}{S(mm^2)} \quad (\text{Eq. 2.24.})$$

Primerament és necessari fer la conversió de *bar* a *MPa*.

$$1 \text{ bar} = 0,1 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 2.25.})$$

$$130 \text{ bar} = 13 \text{ MPa} \quad (\text{Eq. 2.26.})$$

La carrera del cilindre a escollir és la de 350mm, ja que interessa que sigui superior a la necessària però dintre d'un valor raonable. La força màxima s'exerceix quan el pistó està a la seva longitud màxima, si s'utilitzés una carrera llarga apareixeria una flexió molt gran i aquest fenomen afectaria negativament al correcte funcionament del sistema.

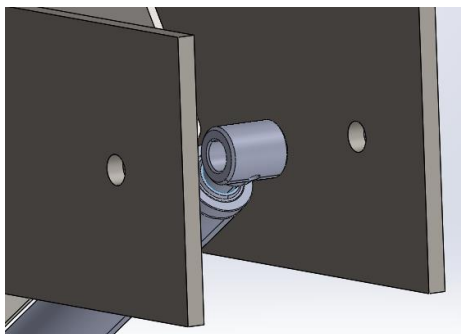
$$S = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (\text{Eq. 2.27.})$$

Es calcula la força que pot exercir un pistó amb un diàmetre interior de 32mm.

$$S_{32} = \pi \cdot \frac{32^2}{4} = 804,24 \text{ mm}^2 \quad (\text{Eq. 2.28.})$$

$$P \cdot S_{32} = 13 \cdot 804,24 = 10,46 \text{ kN} \quad (\text{Eq. 2.29.})$$

La força del pistó és molt superior a la força de la sollicitació. El fabricant no ofereix cap pistó de menor magnitud, per tant aquest podria ser l'escollit.

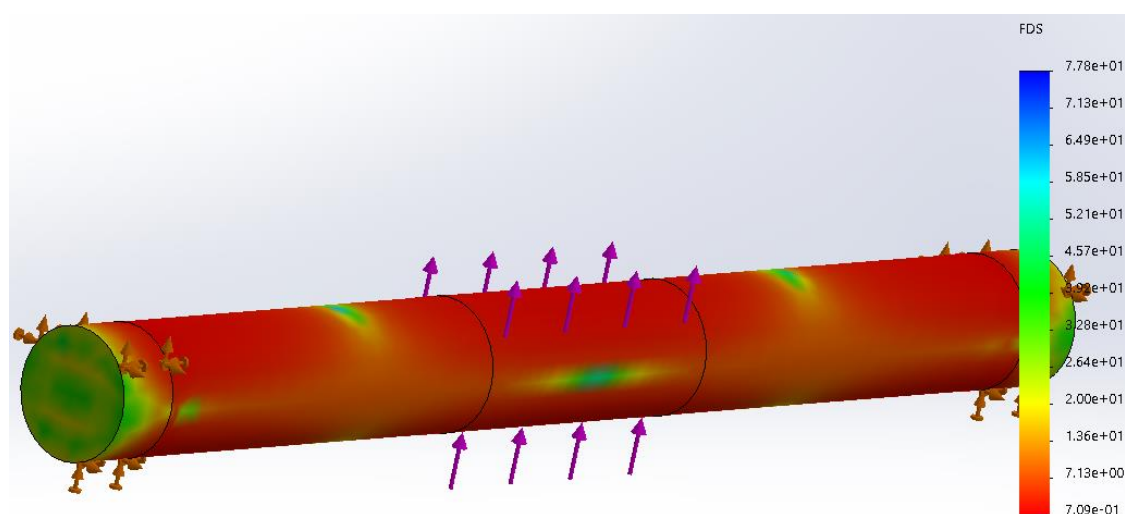


Il·lustració 25 Pistó hidràulic del basculant [Font: SOLIDWORKS]

El problema principal del sistema és que la distància entre les subjeccions de l'eix que han de transmetre la força del pistó és molt gran i això genera unes grans tensions. S'ha fet un estudi simple de simulació per avaluar el comportament. El diàmetre interior del pistó és de 16mm, de manera que com a màxim l'eix hauria de ser de 15mm per facilitar el muntatge i que l'aparell sigui manipulable.

Al ser una part funcional essencial del sistema s'imposarà un factor de seguretat mínim de 2 a partir de la força que exerceix la bala de palla al basculant. Tot i que la força màxima pot desenvolupar el pistó és de 16.000N. Una mesura de seguretat per garantir que l'element més important i més difícil de substituir (el pistó) no es trencarà és dimensionar l'eix que l'uneix el basculant de manera que es deformi abans de que aparegui un averia al pistó.

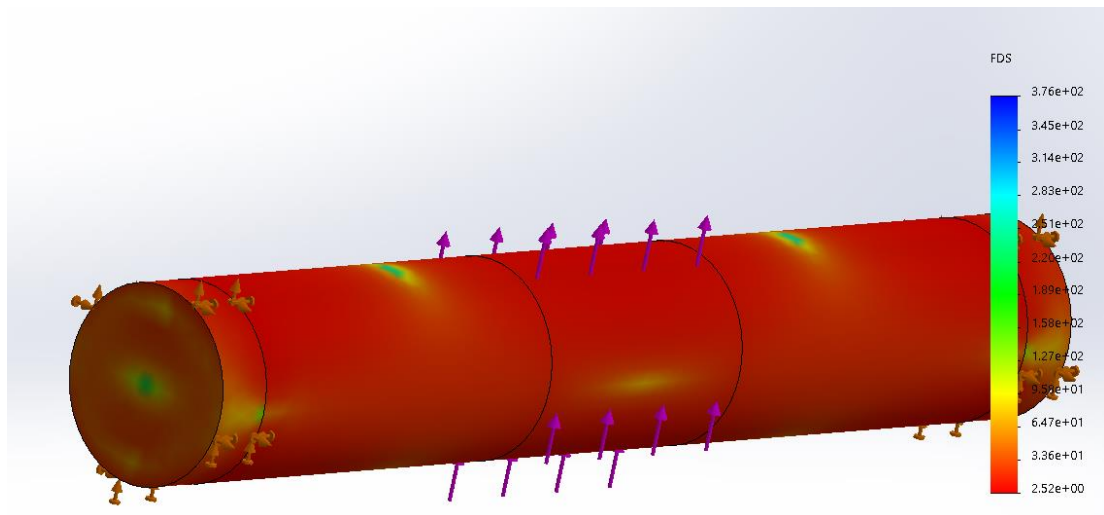
S'ha realitzat una simulació amb les mides i forces pertinents per calcular el cas real, amb un eix de diàmetre 15mm.



Il·lustració 26 Factor de seguretat eix basculant-1 [Font: SOLIDWORKS]

El factor de seguretat és de 0,709, per tant no aguantarà la força de funcionament. Es buscarà un altre pistó que tingui la mateixa carrera i un diàmetre de subjecció major.

S'eleva fins al diàmetre 25mm, on dona uns factor de seguretat de 2,52.



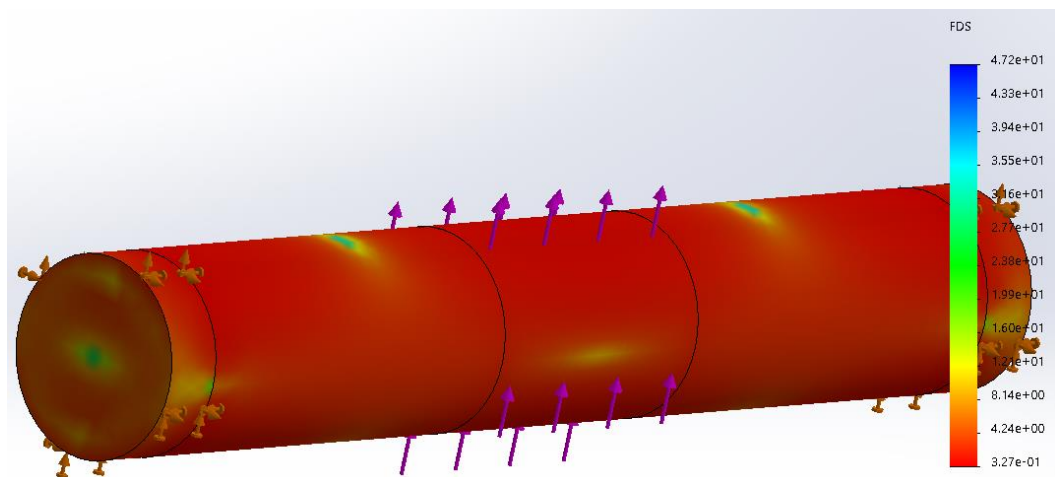
Il·lustració 27 Factor de seguretat eix basculant-2 [Font: SOLIDWORKS]

Amb un diàmetre interior de 50mm, es simularà quina és la tensió de la barra.

$$S_{50} = \pi \cdot \frac{50^2}{4} = 1963,49 \text{ mm}^2 \quad (\text{Eq. 2.30.})$$

$$P \cdot S_{50} = 13 \cdot 1963,5 = 25,53 \text{ kN} \quad (\text{Eq. 2.31.})$$

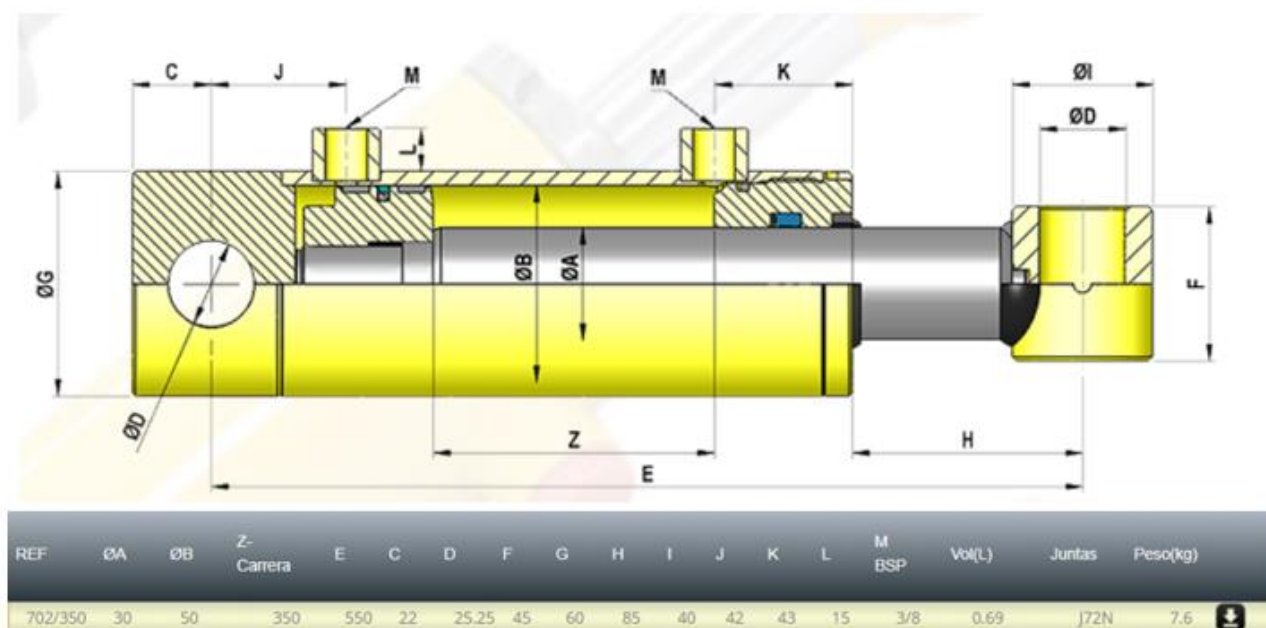
Aplicant la força màxima del pistó el factor de seguretat és de 0,33.



Il·lustració 28 Factor de seguretat eix basculant-3 [Font: SOLIDWORKS]

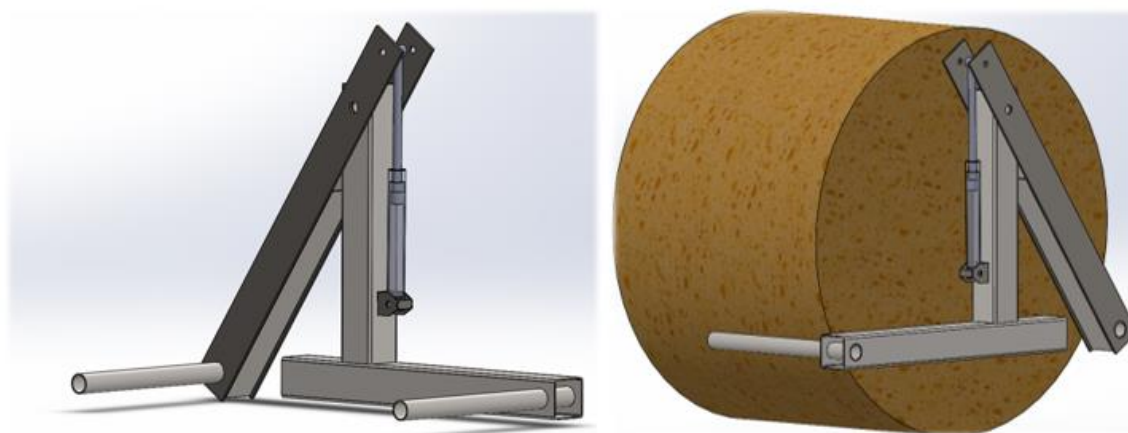
Es pot assegurar que hi haurà deformació plàstica, però no que es parteixi l'eix.

El pistó escollit és del proveïdor CIRCOSA i té la referència 702/350. Les mides del pistó escollit són les següents:



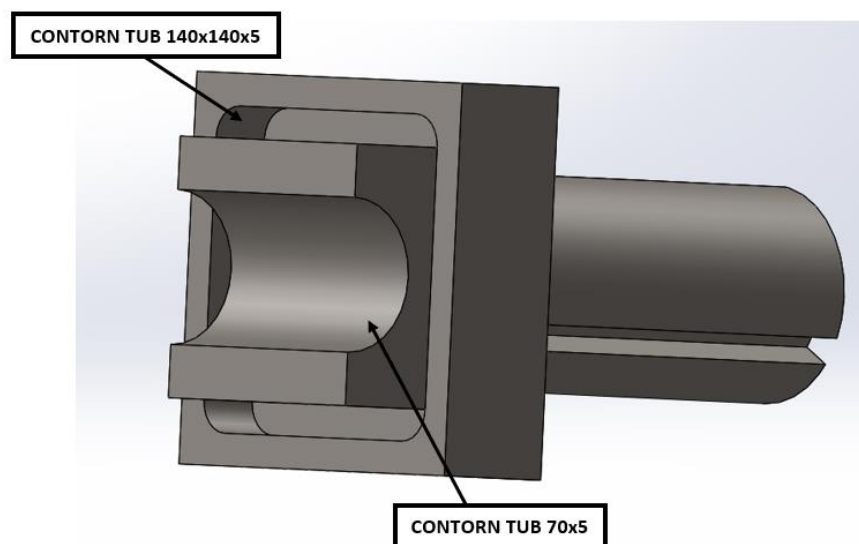
Il·lustració 29 Mides Pistó 702/350 CIRCOSA [Font: CIRCOSA]

La llargada del cilindre quan està totalment desplegat és de 900mm (E+Z). Sabent aquesta mesura es pot col·locar el suport de la base del manipulador on anirà fixat el pistó. Per evitar que el pistó recorri la distància completa es col·locarà de manera que quan la força és màxima la carrera sigui de 325mm, d'aquesta manera es reduirà la flexió de la barra i l'impacte de les forces laterals dels tubs al pistó.



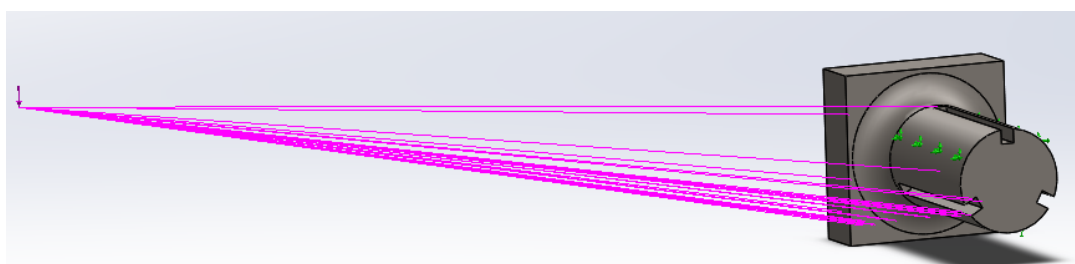
Il·lustració 30 Proposta 1 Manipulador [Font: SOLIDWORKS]

Aquest sistema s'ajuda del propi pes de la bala i del seu centre de gravetat per funcionar. Per mantenir la bala a la posició correcta s'ha de variar el gir del manipulador en funció de la posició del braç. Per aconseguir aquest sistema s'ha dissenyat una connexió entre el braç i el manipulador per subjectar el pes del sistema en un eix que permeti la rotació.



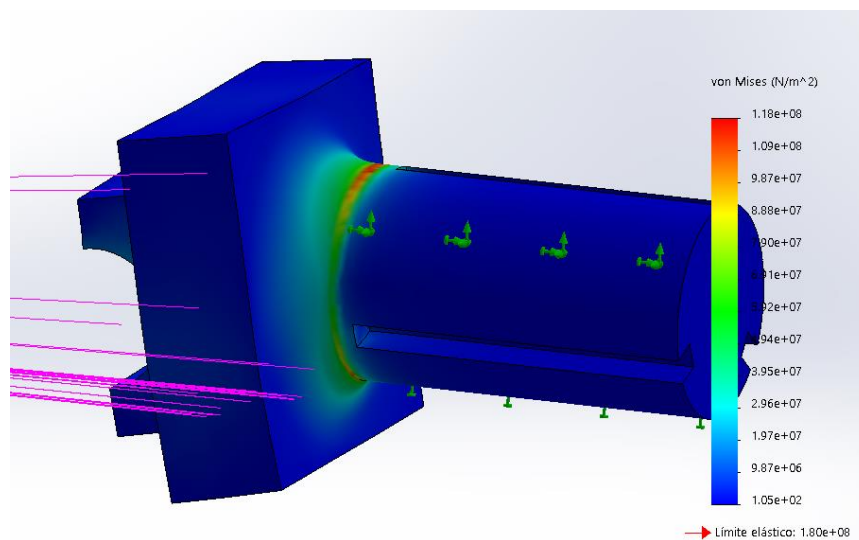
Il·lustració 31 Connexió Braç-Manipulador [Font: SOLIDWORKS]

Aquesta peça s'adapta al contorn de la base del manipulador i permet distribuir la càrrega de la bala amb més facilitat. A la part posterior hi ha un eix que permetrà la rotació del sistema. Per dimensionar l'eix s'ha fet un estudi de simulació de forces mitjançant una càrrega distribuïda que representa el pes de la bala.

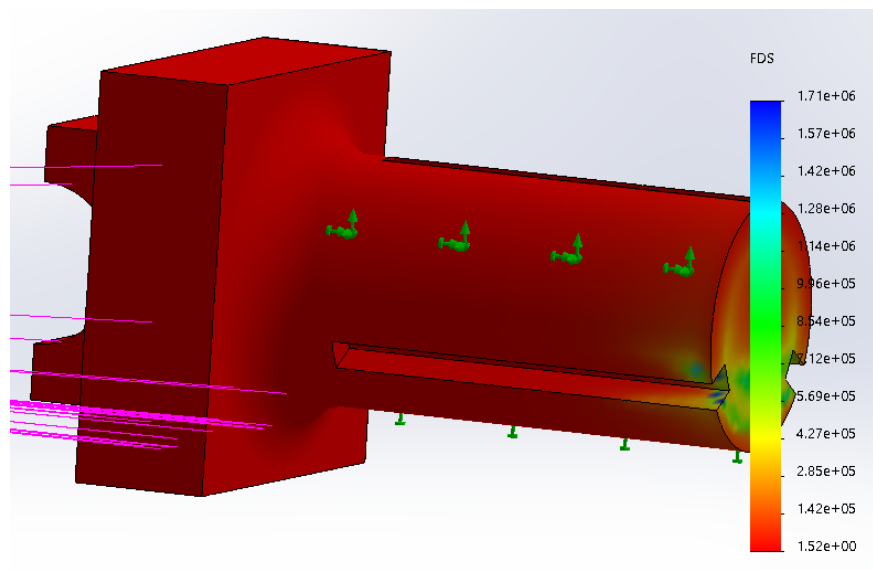


Il·lustració 32 Estudi de simulació connexió braç- manipulador [Font: SOLIDWORKS]

Mitjançant un diagrama de tensió de Von Mises i un diagrama de factor de seguretat es podrà saber si la peça aguanta la sollicitació.



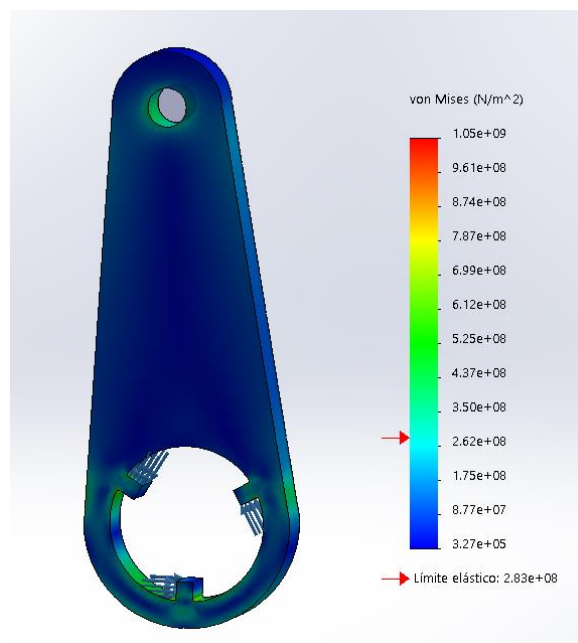
Il·lustració 33 Resultat estudi de simulació (Tensió) [Font: SOLIDWORKS]



Il·lustració 34 Resultat estudi de simulació (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

Aquesta peça és fonamental pel bon funcionament del remolc de manera que s'ha considerat que un factor de seguretat de 1,5 és el correcte per la feina que ha de desenvolupar. A l'eix s'haurà de mecanitzar unes ranures que permetran transmetre la força a l'eix a partir d'una manovella, així es mantindrà la bala a la posició requerida en tot moment.

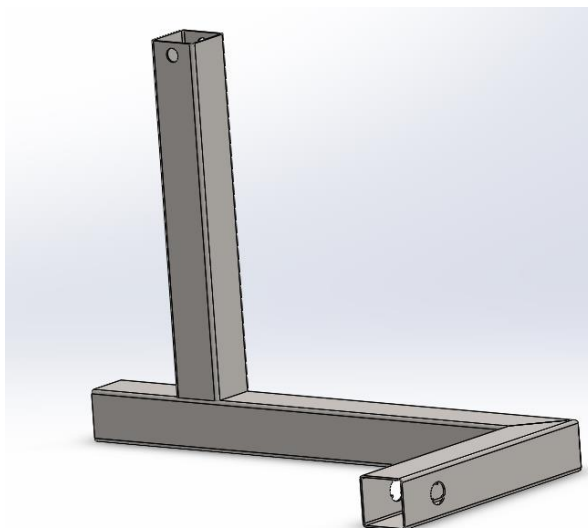
La manovella incorporarà unes pestanyes que encaixaran amb les ranures de l'eix i així es transmetrà el desplaçament. La peça té un gruix de 40mm.



Il·lustració 35 Estudi de simulació manovella (Tensió) [Font: SOLIDWORKS]

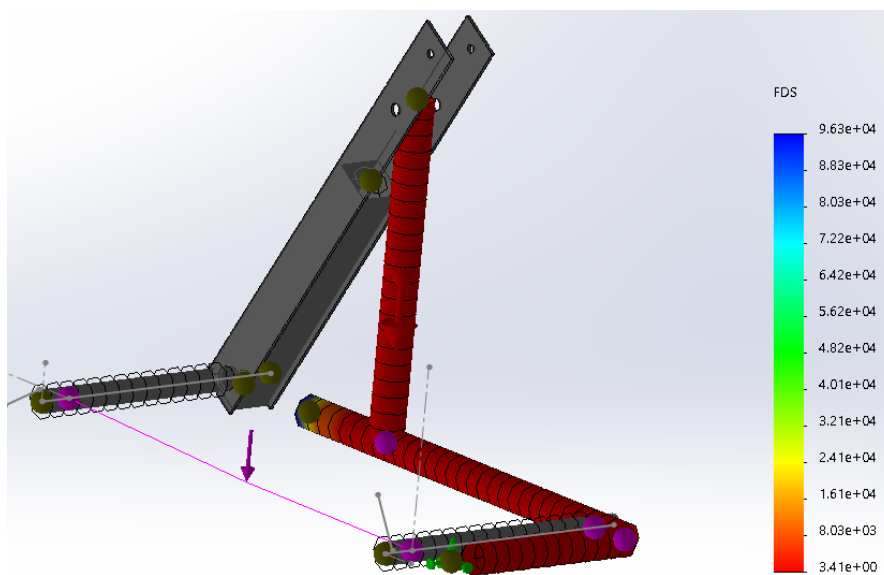
Com es pot comprovar el límit elàstic és molt inferior a la tensió que ha de suportar la peça. Considerant que les mides de l'eix i el gruix de la manovella són relativament grans s'ha optat per optimitzar el disseny i reduir les tensions.

El major inconvenient de la configuració anterior és el moment que genera la força del pes de la bala, que està desplaçada 680mm del eix de rotació. S'ha decidit reduir aquesta distància, així disminueix el moment i conseqüentment la sol·licitació de l'eix i la manovella. Tot i que aquest canvi de configuració comportarà modificacions prèvies a la base del manipulador.



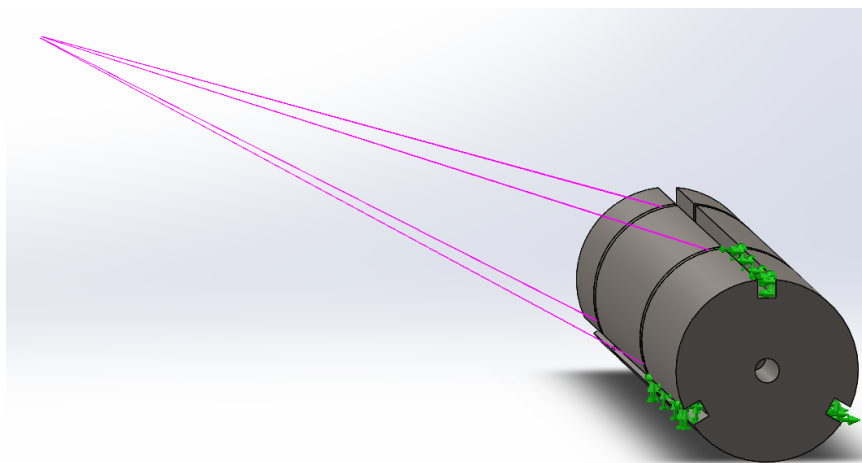
Il·lustració 36 Proposta definitiva base manipulador [Font: SOLIDWORKS]

S'ha desplaçat l'eix de rotació de manera que la distància al centre de gravetat del manipulador amb la bala subjectada sigui la menor possible.

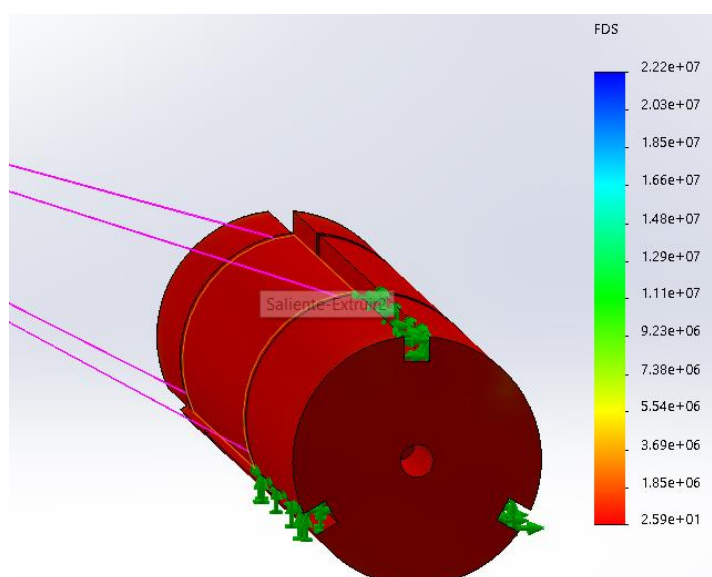


Il·lustració 37 Estudi de simulació base manipulador (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

Subjectant el manipulador per l'eix de rotació dona un factor de seguretat de 3,41. És suficient per la feina que ha d'exercir. A es realitzarà simulacions de forces per determinar el diàmetre idoni de l'eix en funció de la càrrega que ha de suportar el manipulador.



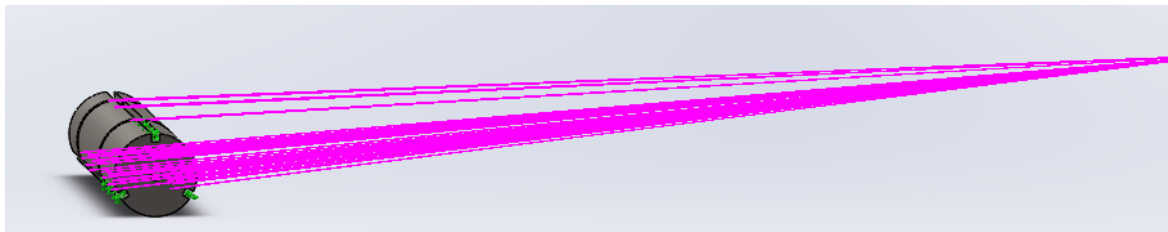
Il·lustració 38 Condicions de contorn estudi simulació eix de rotació manipulador pes màxim [Font: SOLIDWORKS]



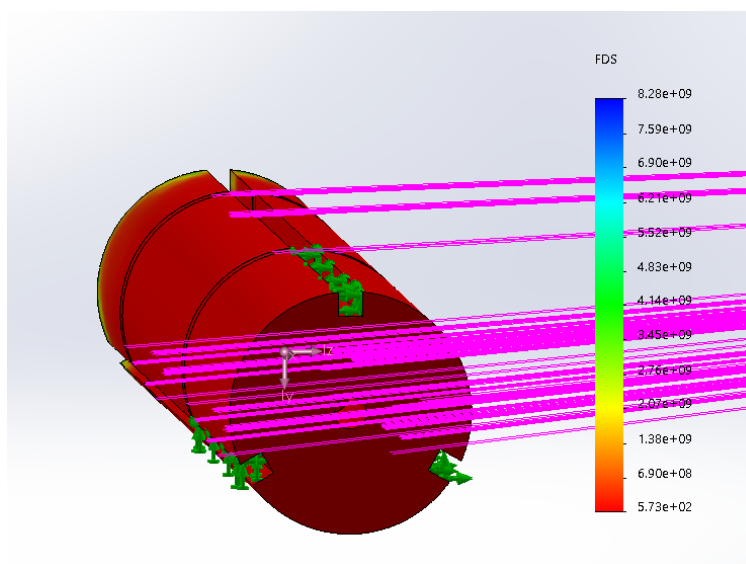
Il·lustració 39 Estudi de simulació eix rotació màxim (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

El factor de seguretat de 25,9 és correcte pel ús que se l'hi vol donar.

També cal tenir en compte que quan el manipulador no està subjectant la bala el pes del propi manipulador també exerceix una sol·licitació. A més quan no porta la bala el centre de gravetat del manipulador s'allunya del eix de rotació i això podria provocar un augment de la tensió.



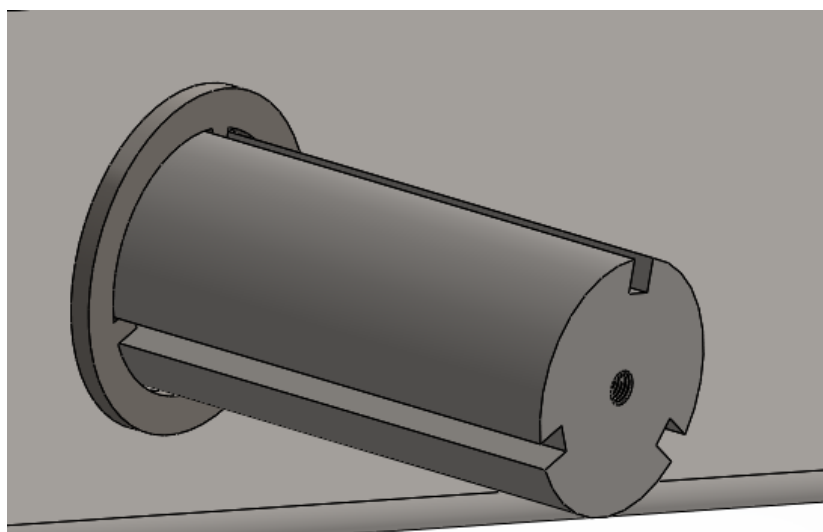
Il·lustració 40 Condicions de contorn estudi simulació eix de rotació manipulador pes mínim [Font: SOLIDWORKS]



Il·lustració 41 Estudi de simulació eix rotació mínim (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

El factor de seguretat és de 573. Com que és major que el cas anterior es pot donar com a correcte el dimensionament de l'eix. També se sap que la major sol·licitació succeirà quan la bala estigui subjectada al manipulador.

L'eix de rotació ha d'estar fixat al manipulador, de manera que s'ha dissenyat unes ranures per transmetre el moviment i al mateix temps que el conjunt sigui desmuntable. També s'ha col·locat unes planxes soldades de 5mm per separar els dos tubs quadrats i així evitar el fregament.

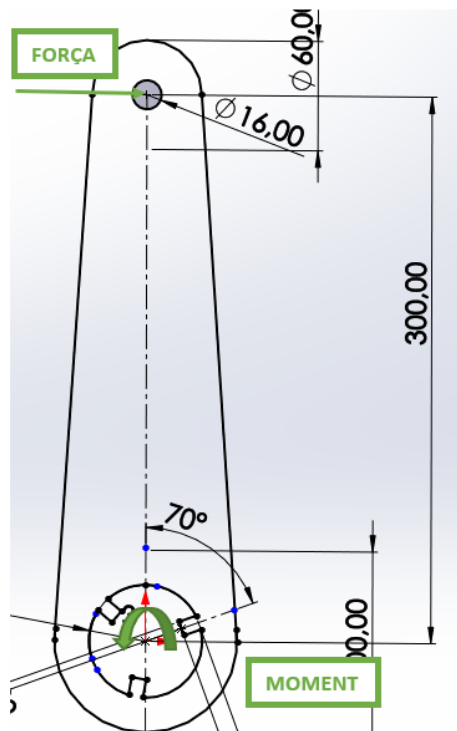


Il·lustració 42 Muntatge eix rotació [Font: SOLIDWORKS]

La manovella serà la peça encarregada d'absorbir el moment generat pel pes i efectuar el moviment de rotació mitjançant l'eix.

El conjunt de la bala més el manipulador pesa 580 kg i el seu centre de gravetat està desplaçat 120mm respecte l'eix de rotació. Per tant es pot calcular el moment que exerceix l'eix a la manovella i així extreure les forces per dur a terme l'anàlisi de tensions amb l'equació 2.32..

$$M_{eix} = W_{bala} \cdot \Delta_z = (580 \cdot 9.81) \cdot 0,12 = 662,78 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Eq. 2.32.})$$

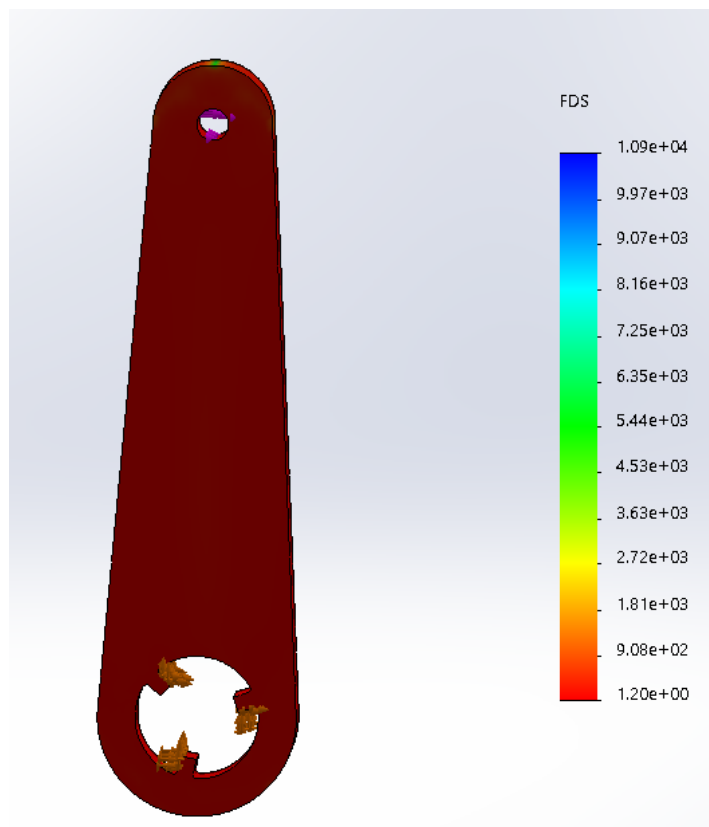


Il·lustració 43 Càlcul de forces manovella eix rotació [Font: SOLIDWORKS]

Amb el moment que s'aplica a l'eix es pot saber quin és el valor de la força que s'aplica a l'extrem de la manovella, d'aquesta manera es pot calcular la tensió de la peça.

$$M_{eix} = F \cdot \Delta_y \quad (\text{Eq. 2.33.})$$

$$F = \frac{M_{eix}}{\Delta_y} = \frac{662,78}{0,3} = 2.209 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.34.})$$



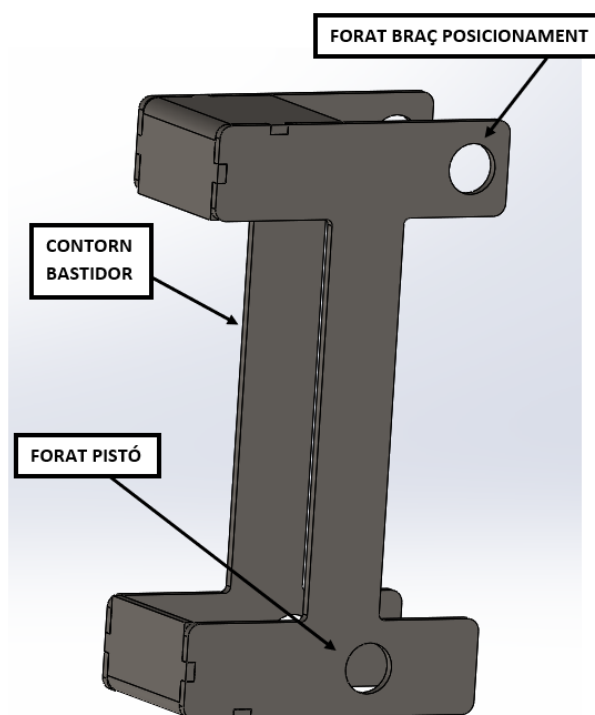
Il·lustració 44 Estudi de simulació manovella (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

El factor de seguretat és de 1,2. El valor és adequat per l'ús que es vol donar a la peça.

2.1.2. Braç del manipulador

Quan el recollidor ha subjectat la bala el braç és el sistema que s'encarrega de transportar el manipulador a l'elevador per poder posar la bala a la base. També ha de col·locar el manipulador a la altura correcte respecte el terra per subjectar la bala amb seguretat i garantir la integritat estructural del conjunt. A més ha de ser capaç de plegar-se fins a assolir unes mesures màximes aptes per ser transportat per carretera sense incomplir la normativa de seguretat viària.

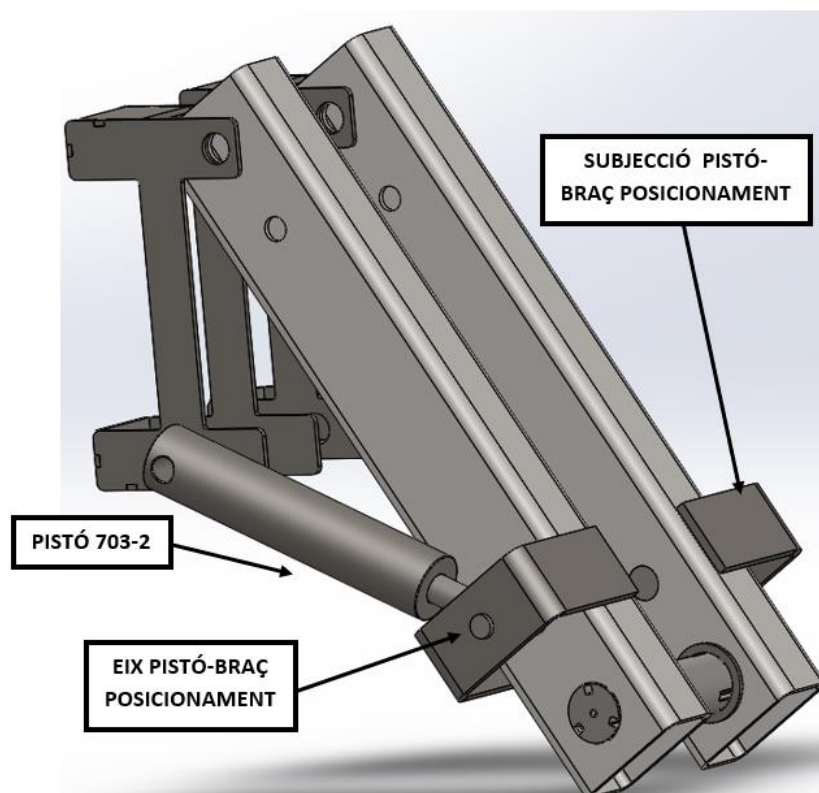
Primerament cal dissenyar el suport que es soldarà al bastidor del remolc per aguantar el pes. Els suports tindran dos parells de forats per col·locar-hi el braç i el pistó que efectuarà el moviment de plegat.



Il·lustració 45 Suport Bastidor Braç [Font: SOLIDWORKS]

Cada suport està format per dues planxes rectes que contenen els forats, dos angles rectes que es solden als extrems per donar més rigidesa al conjunt. Els suports es solden al bastidor en tot el contorn del tub del bastidor. Al forat superior s'hi col·locarà el braç i al inferior el pistó.

Quan els pistons estan al seu mínim recorregut és quan l'aparell està plegat i apte per ser transportat per carretera, s'ha hagut de muntar els pistons en aquesta disposició per falta d'espai a la part central. El pistó és del fabricant CIRCOSA i té la referència 703-2.

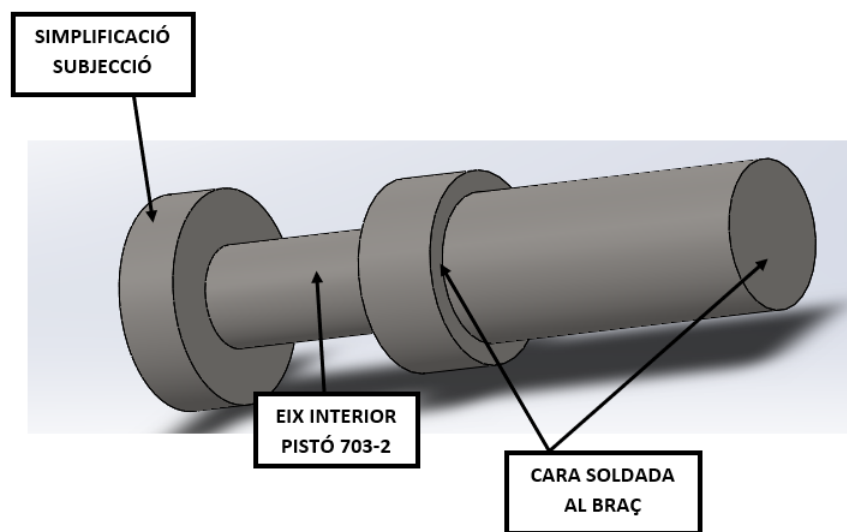


Il·lustració 46 Conjunt braç posicionament [Font: SOLIDWORKS]

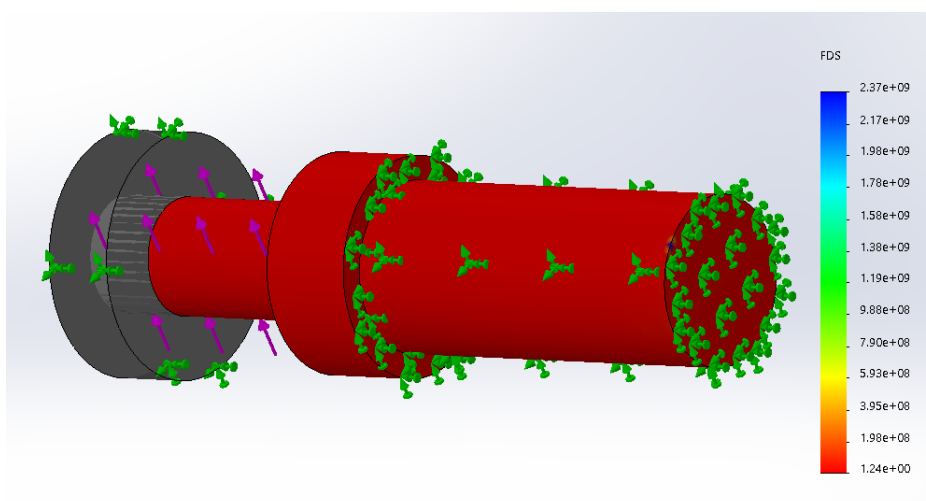
Una de les parts més crítiques del braç de posicionament és l'eix (PISTÓ-BRAÇ POSICIONAMENT), ja que absorbeix gran part de la força que exerceix el pistó. La subjecció està dissenyada de manera que tingui els majors punts d'unió possibles al tub però sense obstaculitzar al pistó quan s'està desplaçant.

Per assegurar la integritat de l'eix i de la subjecció s'ha fet un estudi de simulació de les dues parts amb les forces màximes que poden fer els pistons.

Primerament s'ha fet un estudi de l'eix. Per millorar les capacitats de resistència s'ha dissenyat una peça de diàmetre variable, també serveix per facilitar la soldadura durant el muntatge. Per realitzar els estudis de manera separada s'ha hagut de dissenyar una simplificació de la subjecció a l'estudi de l'eix, així s'obtenen els resultats més aproximats a la realitat.



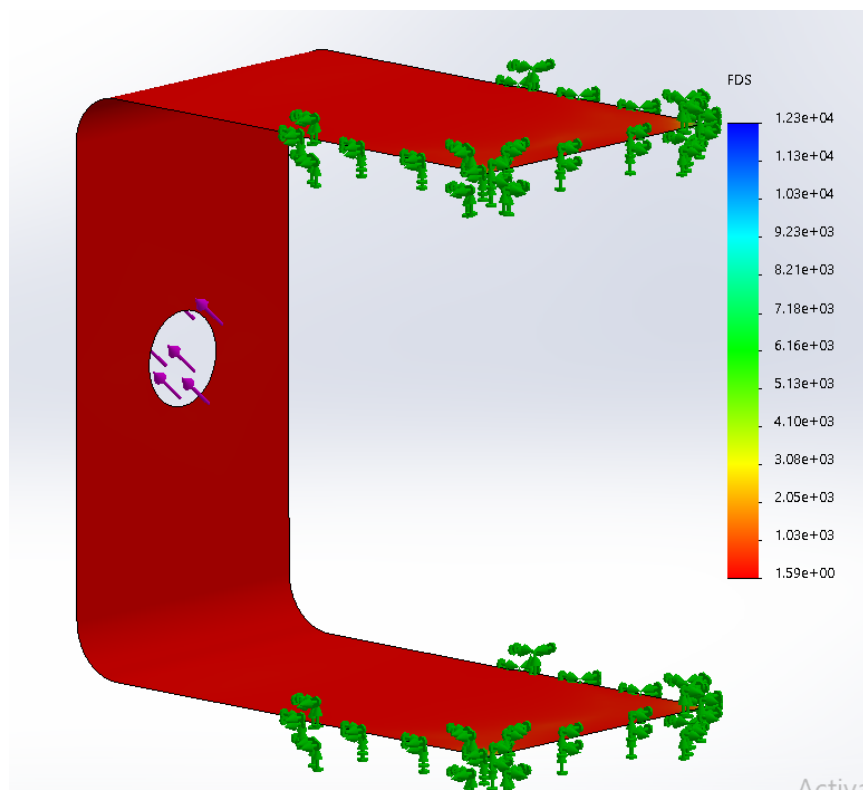
Il·lustració 47 Detall Eix Pistó-Braç Posicionament [Font: SOLIDWORKS]



Il·lustració 48 Estudi de simulació Eix Pistó-Braç Posicionament (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

El factor de seguretat de l'eix és de 1,2. Es pot considerar com a correcte.

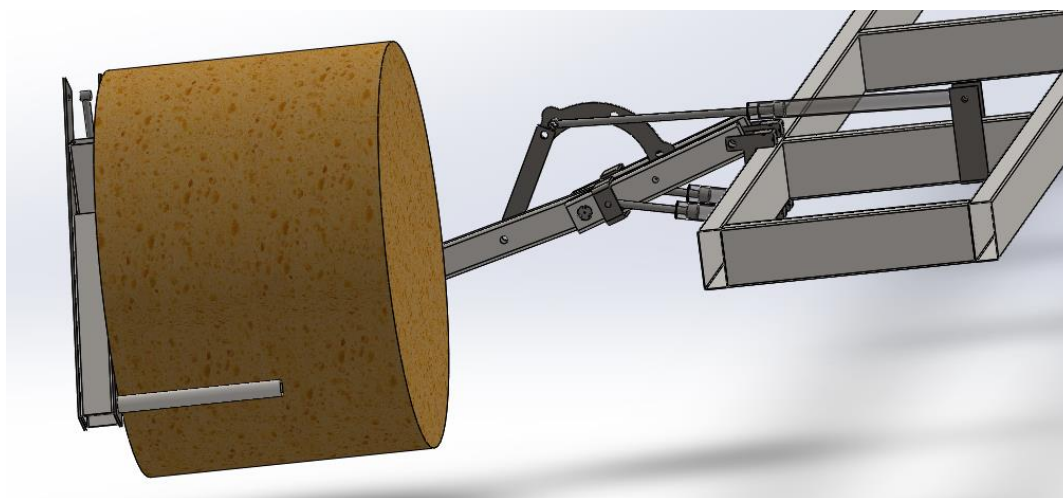
La subjecció és concèntrica a l'eix interior i es solda al braç de posicionament. És una planxa de 12 mm de gruix plegada. Per determinar la seva integritat estructural s'ha realitzat un estudi de simulació.



Il·lustració 49 Estudi de simulació Subjecció Braç posicionament-Pistó (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

El factor de seguretat és de 1,59. De manera que es pot considerar correcte.

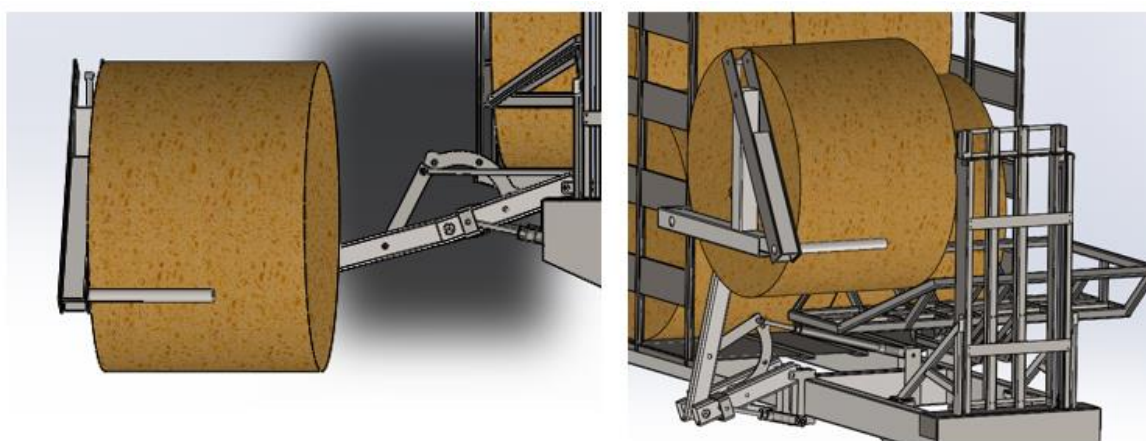
La següent part és el braç de rotació, que és el sistema encarregat d'aixecar la bala del camp i posar-la al remolc.



Il·lustració 50 Representació inicial braç rotació [Font: SOLIDWORKS]

Aquest sistema ha de ser capaç de desplaçar-se en un angle molt gran, ja que el compliment de les limitacions de dimensions és molt important.

Per carregar les bales la distància entre el terra i el manipulador ha de ser almenys de 400mm per assegurar que les forces no seran majors a les als resultats del càlcul de forces fet en els apartats anteriors. Durant l'etapa de càrrega és necessari que la bala subjectada al manipulador està una altura superior que la de la base del cistell de l'elevador.



Il·lustració 51 Posició inicial i final braç rotació [Font: SOLIDWORKS]

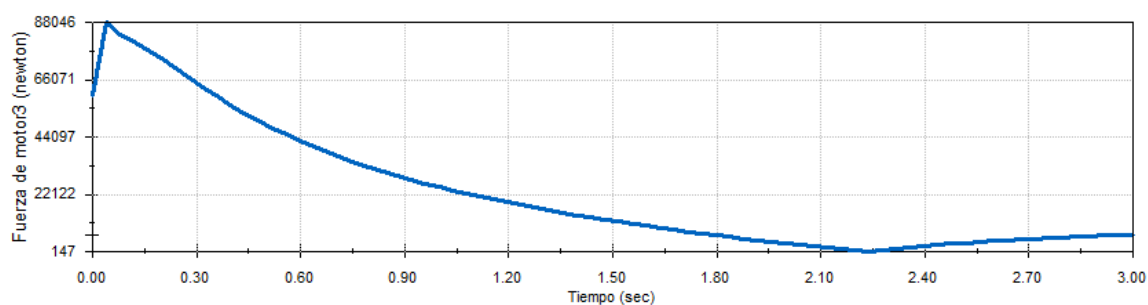
La següent condició de contorn està limitada per les dimensions màximes durant el transport per carretera. L'amplada del remolc no pot superar els 2,55m i l'altura màxima és de 4m. Per plegar el braç de rotació primer és necessari reduir el recorregut dels pistons del braç de posicionament, d'aquesta manera el braç de posicionament compleix amb les dimensions màximes. A continuació és pot plegar el braç de rotació.



Il·lustració 52 Braç Manipulador plegat [Font: SOLIDWORKS]

Per aconseguir el desplaçament angular necessari per realitzar la feina requerida s'ha incorporat un mecanisme de tisora que permet reduir el recorregut del pistó i així disminuir la flexió del pistó. També permet regular amb major facilitat el desplaçament el braç de rotació.

El pistó que mourà el braç de rotació estarà subjectat al bastidor mitjançant un tub transversal. Per determinar les dimensions del pistó es realitzarà un estudi de moviment preliminar per determinar la força màxima per moure el braç de rotació.



Il·lustració 53 Gràfic força a tracció pistó braç rotació-1 [Font: SOLIDWORKS]

A partir dels valors de l'estudi de moviment s'ha d'escollir un pistó que sigui capaç de fer una força major que la del estudi a tracció. Mitjançant el catàleg del fabricant i la pressió d'ús aproximada d'un tractor es pot calcular la força màxima de cada pistó. El procediment de càlcul és similar al dels casos anteriors, però en aquest cas l'àrea de contacte és inferior perquè cal restar l'àrea del èmbol del pistó. La pressió aproximada és de 13 MPa. [4]

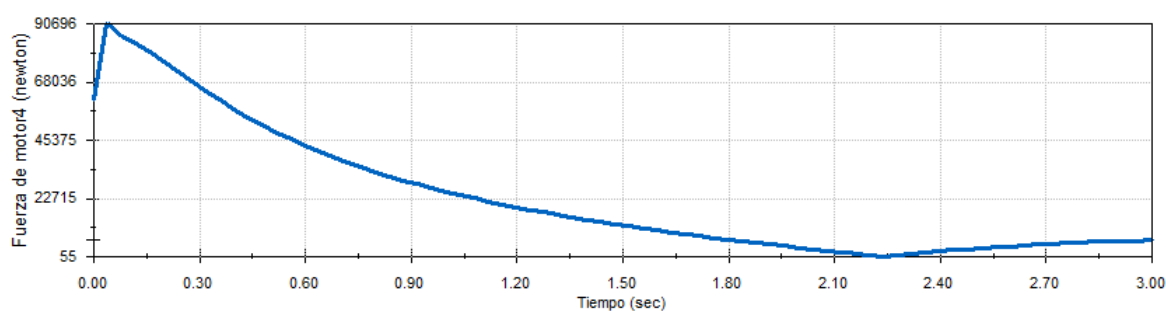
$$\text{Pressió (MPa)} = \frac{F(N)}{S(mm^2)} \quad (\text{Eq. 2.35.})$$

$$S = \pi \cdot \left(\frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) \quad (\text{Eq. 2.36.})$$

$$F = P \cdot \pi \cdot \left(\frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) = 13 \cdot \pi \cdot \left(\frac{120^2}{4} - \frac{70^2}{4} \right) = 96996,67 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.37.})$$

El pistó té la referència 707/800. La força a tracció és suficient per aixecar el braç rotació. Tenint les dimensions del pistó s'ha de dissenyar les subjeccions i els forats d'unió de nou per adaptar-los al pistó adequat.

Un cop s'han adaptat totes les subjeccions es calcula de nou la força necessària que ha de fer el pistó.

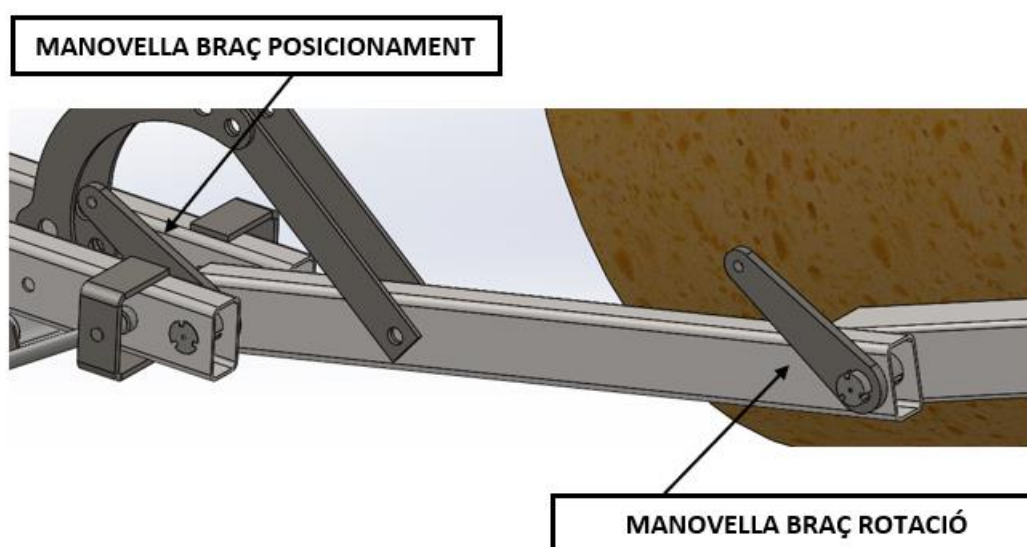


Il·lustració 54 Gràfic força a tracció pistó braç rotació-2 [Font: SOLIDWORKS]

La força màxima que pot fer el pistó a tracció és superior a la requerida pel braç de rotació, de manera que aquest és el pistó que s'ha d'utilitzar.

Finalment cal dissenyar l'últim mecanisme del braç manipulador. Aquest mecanisme serà l'encarregat d'estabilitzar la càrrega mentre s'aixeca el braç, de manera que no pugui caure a causa de la inclinació i es col·loqui de manera correcta a l'elevador.

Les característiques de la manovella s'han calculat anteriorment per assegurar que el dimensionament de la resta de les peces és l'adequat. Ja que aquesta peça era una de les més crítiques.



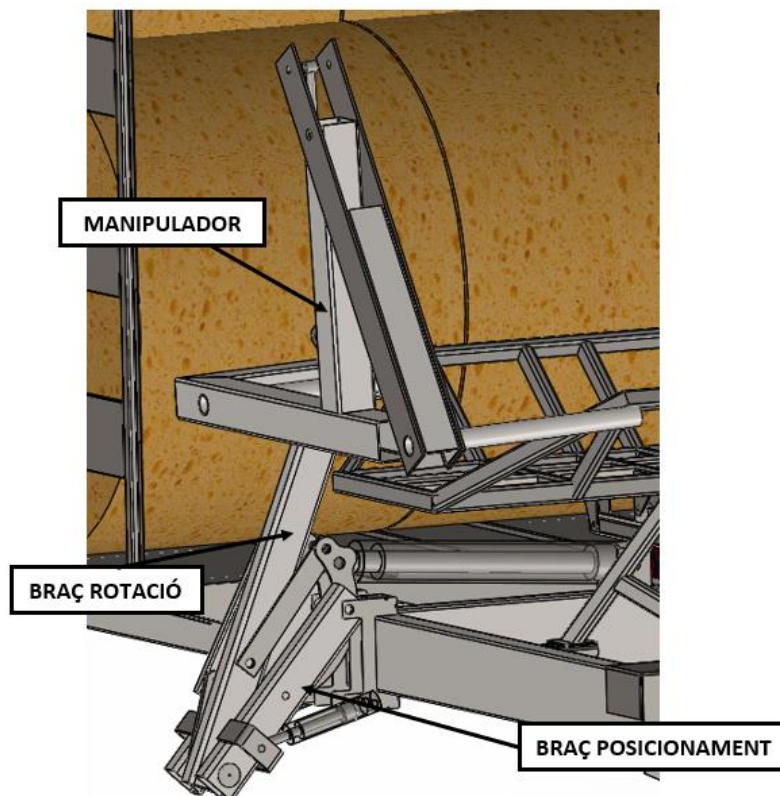
Il·lustració 55 Detall manivelles del braç manipulador [Font: SOLIDWORKS]

Les dues manivelles tenen les mateixes mesures, però la distribució de les ranures interiors són diferents, per adaptar-se a l'eix que li pertoca en cada cas i assegurar que les peces es desplacin de manera paral·lela i uniforme. A la punta de la manovella hi ha un forat roscat per poder unir-hi el tub mitjançant un cargol de la mida adequada.

Per fer desplaçar una manovella a partir del moviment de l'altra s'utilitzarà un tub d'acer de 60x40x3mm.

Per evitar que els eixos amb les ranures es desplacin transversalment s'han dissenyat uns forats roscats per poder col·locar-hi un cargol i un volandera. Tots els forats que subjecten diferents components s'han dissenyat per ajustar-se a unions normalitzades i així ajustar els costos.

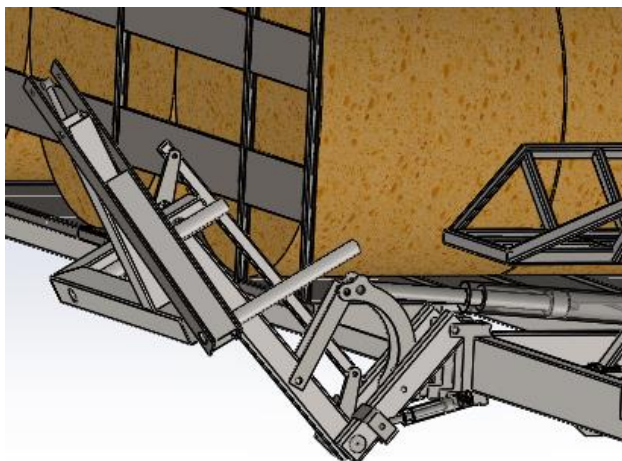
A continuació s'explica com funciona la totalitat del braç i tots els seus mecanismes.



Il·lustració 56 Posició inicial braç manipulador [Font: SOLIDWORKS]

Primerament el braç està plegat per poder circular per carretera. Els pistons del braç de posicionament estan desplaçats fins a una carrera de 40mm. El pistó del braç de rotació està recollit al màxim per reduir el desplaçament.

El primer pas és desplaçar el manipulador del remolc, es fa augmentant la carrera del pistó del braç de rotació. El manipulador no estarà paral·lel al terra, però en aquests instants no és important perquè no ha de suportar el pes de la bala.



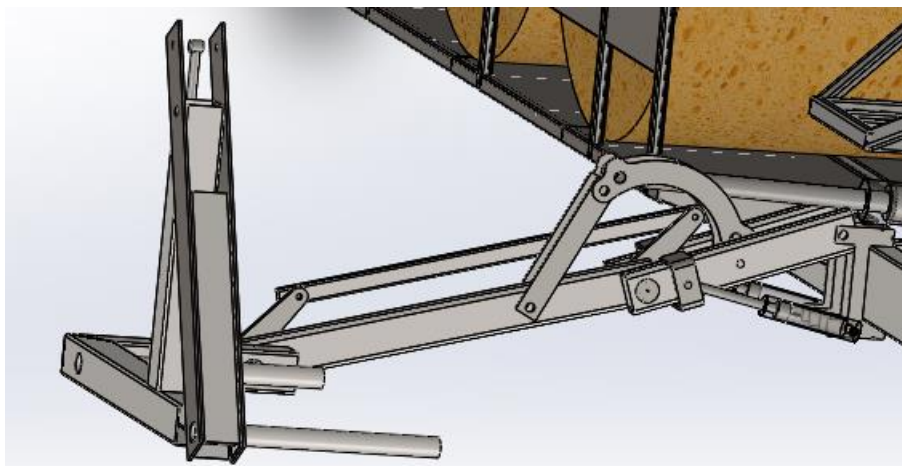
Il·lustració 57 1r pas per desplegar el braç manipulador [Font: SOLIDWORKS]

El segon pas és augmentar la carrera al màxim dels pistons de posicionament. Una vegada aquests pistons estiguin a la carrera màxima el manipulador es col·locarà paral·lel al terra mitjançant el mecanisme incorporat.



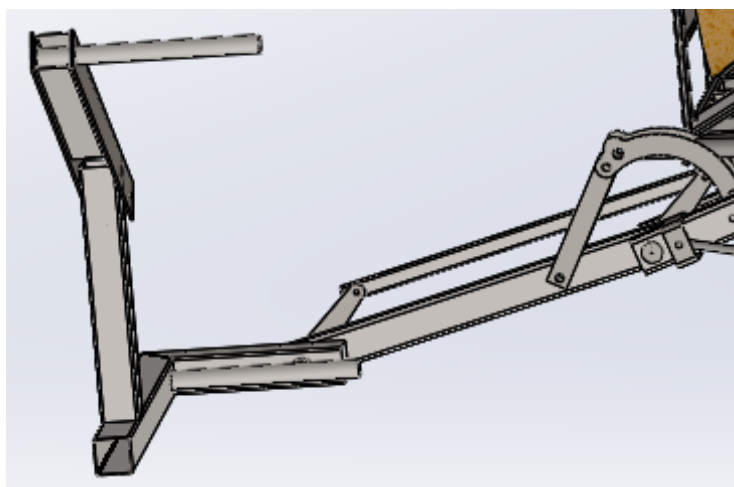
Il·lustració 58 2n pas per desplegar el braç manipulador [Font: SOLIDWORKS]

Una vegada fets aquests passos ja es pot començar utilitzar el braç manipulador. Per recollir la bala cal tenir el pistó del braç de rotació en la seva elongació màxima, d'aquesta manera estarà més pròxim al terra i la força al manipulador serà menor. El posicionament del pistó s'ha dissenyat per no superar uns límits de distància amb el terra, ja que seria perillós per la integritat estructural del braç.



Il·lustració 59 1r pas per carregar la bala [Font: SOLIDWORKS]

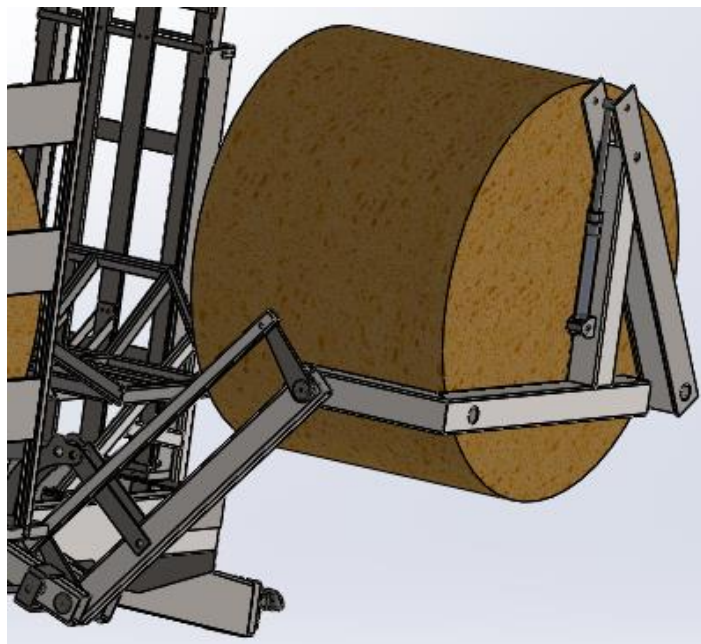
Per poder recollir les bales s'ha d'aixecar el pistó del manipulador. Així es deixa passar la bala a l'interior del manipulador per aixecar-la fins a l'elevador.



Il·lustració 60 2n pas per carregar la bala [Font: SOLIDWORKS]

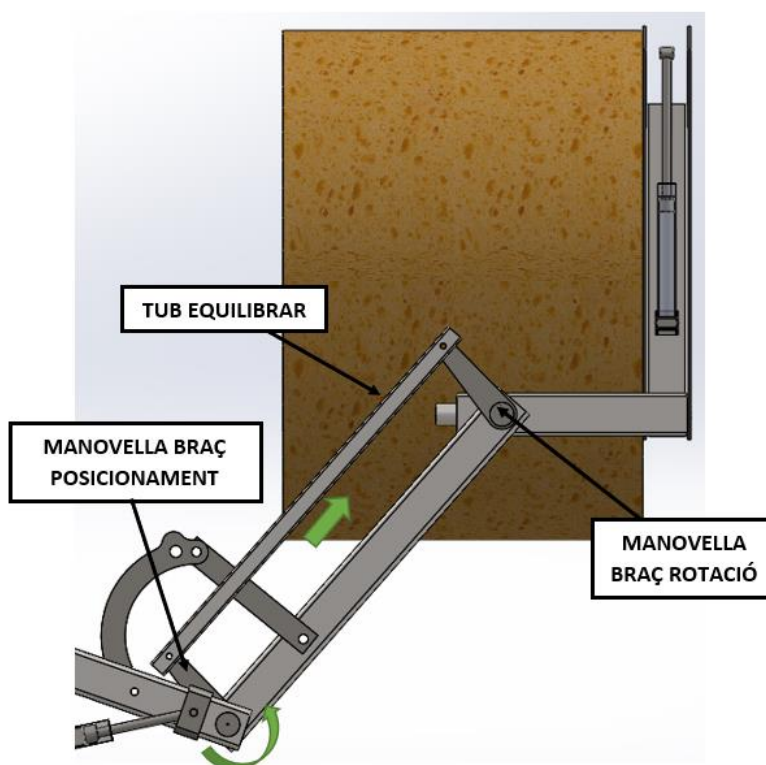
La disposició de les bales al camp permet agafar les bales amb rapidesa i facilitat, ja que es segueixen els passos de la embaladora. Una vegada la bala està a l'interior del manipulador s'augmenta la carrera del pistó del manipulador i es subjecta la bala.

Quan la bala està agafada al manipulador ja es pot col·locar a l'elevador. Això s'aconsegueix reduint la carrera del pistó del braç de rotació.



Il·lustració 61 3r pas per carregar la bala [Font: SOLIDWORKS]

Per estabilitzar el manipulador mentre es desplaça el braç de rotació s'utilitza dues manovelles, dos eixos amb 3 ranures i un tub d'acer.

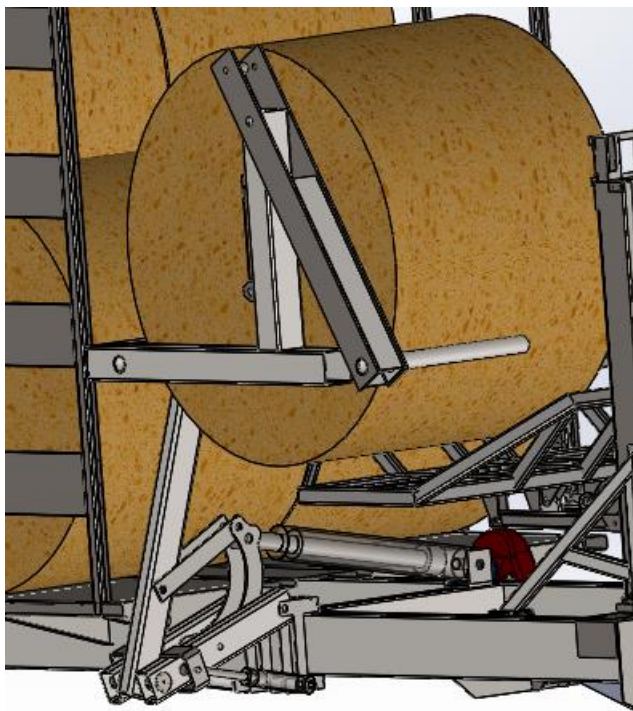


Il·lustració 62 Detall tub per equilibrar el manipulador [Font: SOLIDWORKS]

La manovella del braç de posicionament està fixada al braç de posicionament mitjançant un eix amb tres ranures. La manovella del braç de rotació està fixada al manipulador pel mateix sistema, el braç de rotació té un forat passant.

Al moure el braç de rotació la punta de la manovella del braç de rotació té tendència a estar més a costat al centre de rotació. El tub s'encarrega de desplaçar la manovella del braç de rotació i mantenir sempre la mateixa distància entre les manovelles.

Quan la distància entre l'elevador i la bala és suficient perquè aquesta no caigui, es redueix la carrera del pistó del manipulador i deixa la bala a l'interior de l'elevador.



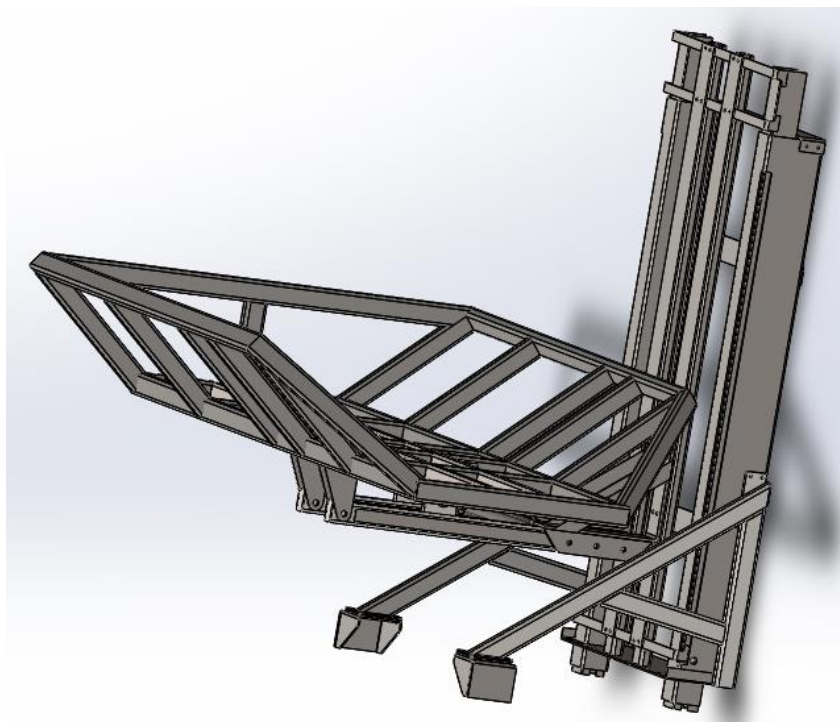
Il·lustració 63 4t pas per carregar la bala [Font: SOLIDWORKS]

Una vegada la bala està a l'elevador s'empeny amb el braç manipulador cap a l'interior de l'elevador. Es realitza el mateix procés amb una segona bala. Amb la segona bala s'empeny la primera i així les dues es col·loquen a la seva posició definitiva per poder realitzar la següent etapa.

2.2. Elevador

L'elevador és la màquina encarregada de situar les bales a l'interior del remolc de manera correcta. Es per això que compta amb un sistema hidràulic d'elevació i un de descàrrega. Els pistons d'elevació són els que situen les bales a la part superior per aprofitar el major espai possible i així augmentar la capacitat de càrrega. Per altra banda, el sistema de descàrrega s'utilitza tant per les bales de la part superior com en les de la inferior. Aquest sistema s'encarrega de col·locar la càrrega al lloc adequat pel seu correcte transport.

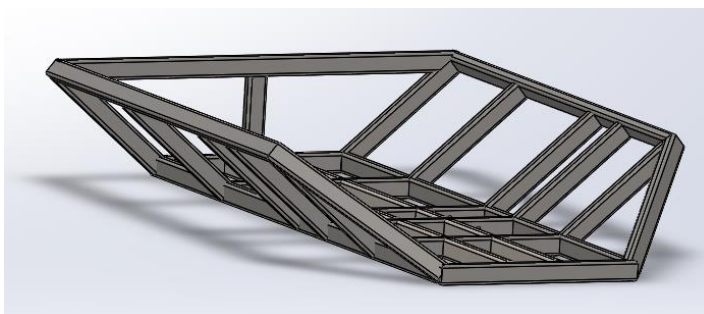
Una vegada s'ha explicat la funció de l'elevador es descriurà més detalladament els seus components i quines són les seves funcions.



Il·lustració 64 Elevador [Font: SOLIDWORKS]

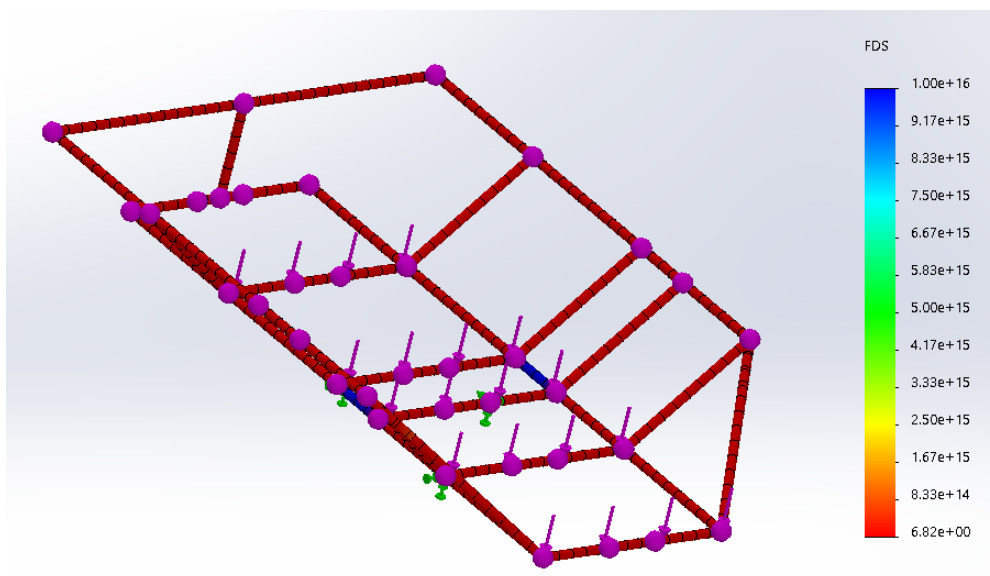
2.2.1. Sistema de descàrrega

Aquest sistema s'acciona hidràulicament mitjançant un pistó de doble efecte que fa caure les bales a l'interior del remolc. Les bales primerament s'han de col·locar en conjunts de 2 al cistell de l'elevador. El cistell és una estructura tubular dissenyada per encabir les bales i permetre que caiguin quan és necessari. També compta amb 2 parells de forats col·locats a la part inferior per adjuntar-hi suports amb més facilitat i dur a terme el gir per tombar el cistell. Per determinar les dimensions del tub que s'ha d'utilitzar a la fabricació s'ha realitzat un estudi de simulació del pes de les bales.



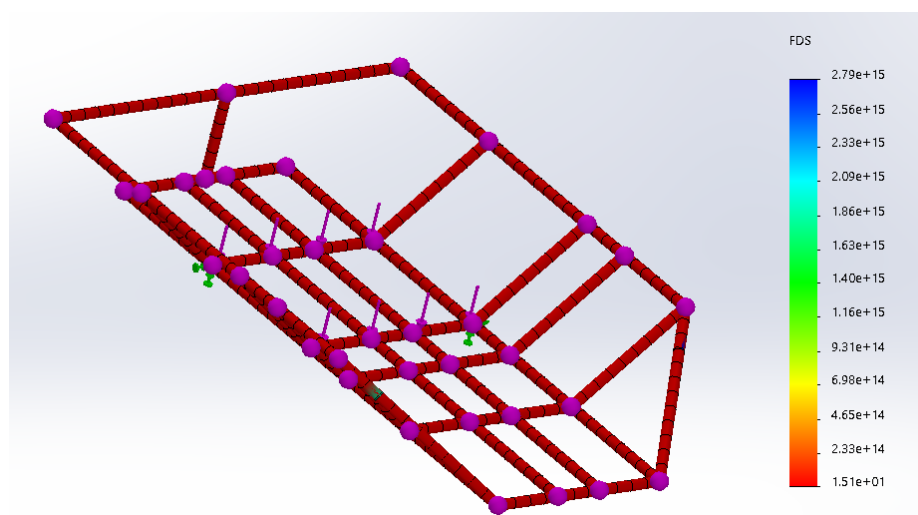
Il·lustració 65 Base tubular [Font: SOLIDWORKS]

S'ha realitzat dos estudis de simulació, el primer amb la càrrega de dues bales centrades i el segon amb la càrrega d'una bala descentrada per avaluar la sol·licitació de l'estructura.



Il·lustració 66 Estudi de simulació 2 bales (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

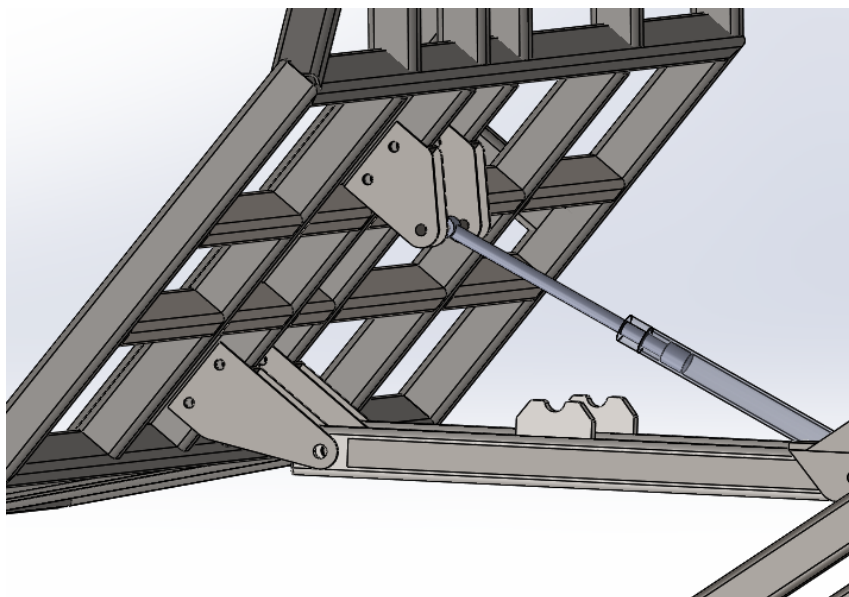
En el primer estudi el factor de seguretat és de 6,8. Es considera que és un factor correcte per l'ús que ha de tenir.



Il·lustració 67 Estudi de simulació 1 bala (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

En el segon estudi el factor de seguretat és de 15,1. Com que és major que el de l'estudi anterior el factor de seguretat general de la peça és de 6,8.

Una vegada està dimensionat el cistell cal dissenyar la resta de components per realitzar la rotació per tombar les bales.



Il·lustració 68 Components descàrrega [Font: SOLIDWORKS]

El suport davanter està subjectat al tub d'elevació i permet efectuar el gir de tot el cistell. En canvi el suport de la part posterior està subjectat al pistó que fa tombar les bales a l'interior del remolc. S'ha utilitzat dos parells de suports distanciat per repartir la càrrega de bales i també reduir el moment quan només n'hi ha una de carregada. Quan el pistó està a la mínima longitud el suport posterior es recolza sobre dues planxes soldades al tub d'elevació. D'aquesta manera es redueix la càrrega al pistó hidràulic quan no es necessari que treballi.

El pistó és el 703/250 de CROCOSA HIDRAULICA. Té una carrera màxima de 250mm, el diàmetre de l'èmbol és de 30mm i el diàmetre interior de la camisa és de 60mm. Amb aquesta informació i la pressió nominal que exerceix una bomba hidràulica d'un tractor és per calcular la força màxima que pot desenvolupar el pistó.

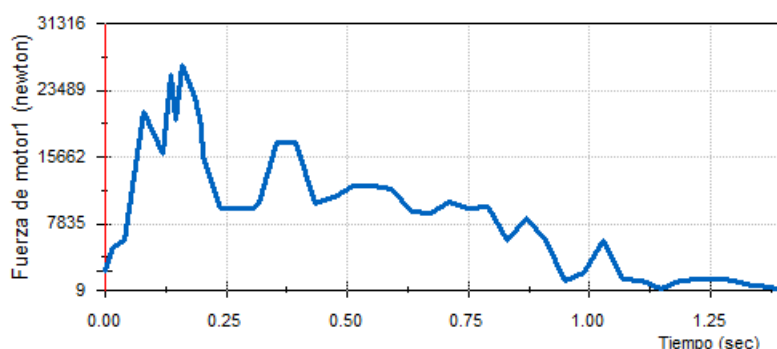
La pressió de la bomba hidràulica del tractor depèn del model que s'està utilitzant, per fer càlculs estimats s'ha aproximat que la pressió mitjana oscil·la entre els 13 i 8 MPa. Per tant si se sap la pressió i l'àrea es pot determinar la força que serà capaç de fer el pistó amb l'equació 2.40.. [4]

$$Pressió (MPa) = \frac{F(N)}{S(mm^2)} \quad (\text{Eq. 2.38.})$$

$$S = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (\text{Eq. 2.39.})$$

$$F = P \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 13 \cdot \pi \cdot \frac{60^2}{4} = 36756,6 N \quad (\text{Eq. 2.40.})$$

Una vegada se sap el valor màxim de força que pot fer el pistó s'ha de calcular quin és el valor necessari per dur a terme la feina requerida. Per fer aquest càlcul s'ha realitzat una simulació de moviment i així es pot extreure la força necessària en funció del temps.



Il·lustració 69 Gràfic força pistó descàrrega [Font: SOLIDWORKS]

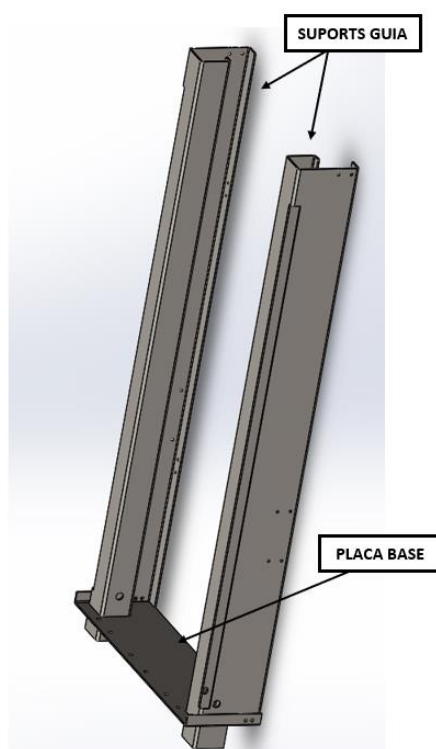
El punt màxim és de 26.000 N. La simulació es pot considerar correcta perquè la força màxima l'ha de fer quan està en una posició més horitzontal. A mesura que va augmentant la carrera, l'angle amb la línia horitzontal augmenta i això fa reduir la força necessària.

Com que el valor de la força que pot fer el pistó és superior a la calculada per la simulació es pot donar per bo el dimensionament del pistó per tombar les bales.

2.2.2. Sistema d'elevació

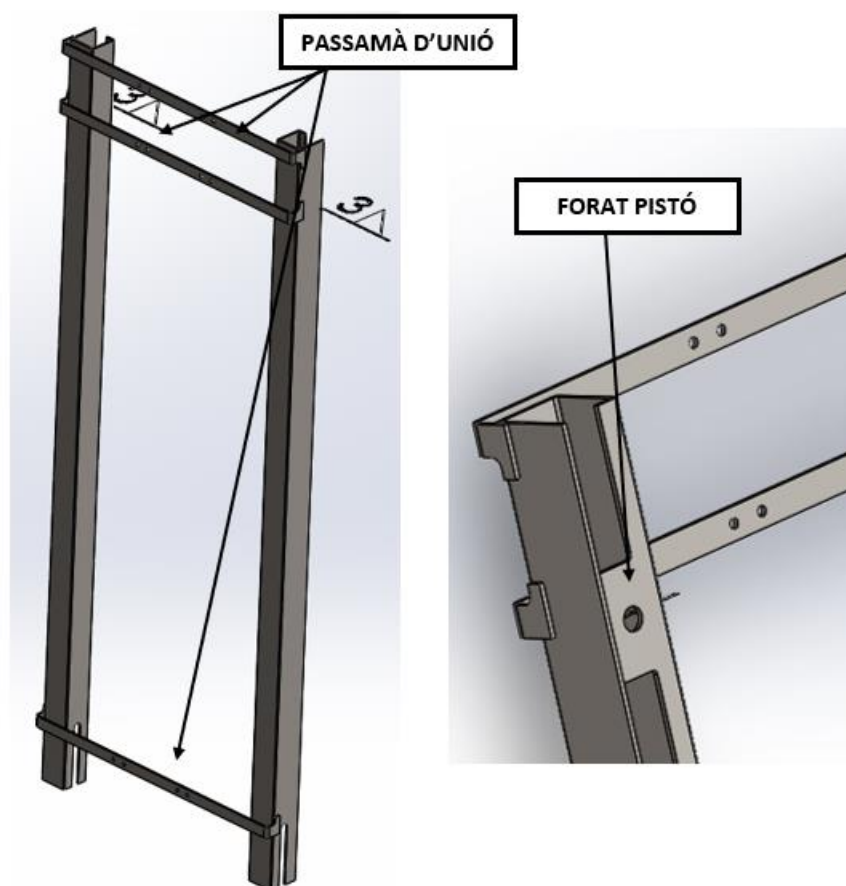
El sistema d'elevació permet carregar més bales, d'aquesta manera s'augmenta la capacitat de transport i redueix el cost de transport.

Primerament cal establir una base per unir l'elevador al bastidor i on col·locar la resta de components per fer la feina requerida.



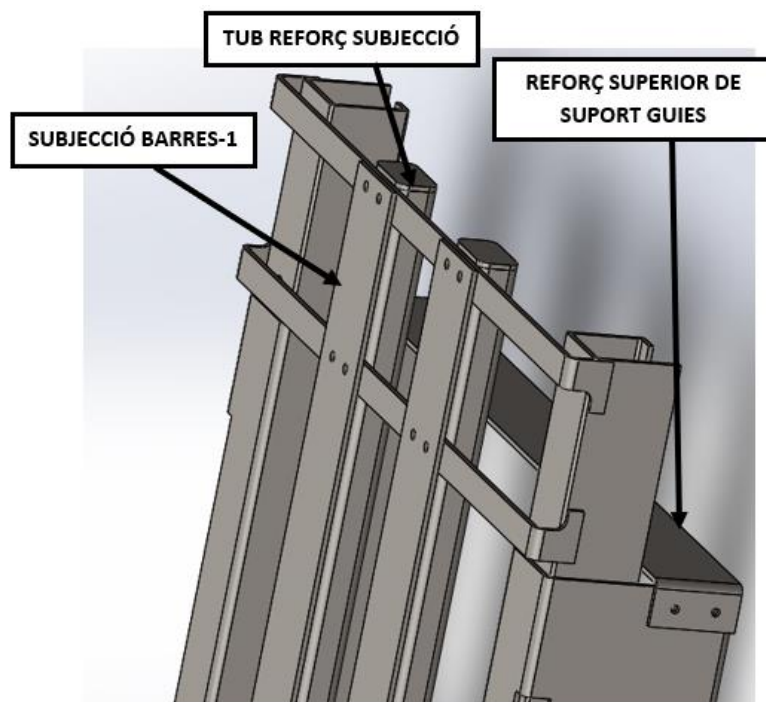
Il·lustració 70 Base Exterior Elevador [Font: SOLIDWORKS]

La placa base s'unirà al bastidor mitjançant cargols i soldadura per la part inferior. Els suports guia s'uneixen a la placa base mitjançant cargols i soldadura. Els suports guia són les peces que contindran el pistó hidràulic que efectuarà la elevació i també limitarà la direcció de moviment de les guies d'elevació. A part, als suports s'hi ha afegit forats per incorporar reforços a la part superior i posterior per assegurar la linealitat de l'elevació.



Il·lustració 71 Guies Interiors Elevador [Font: SOLIDWORKS]

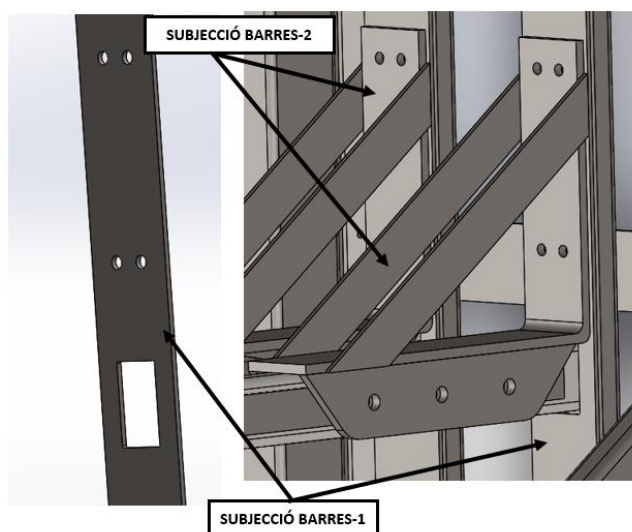
Les dues guies interiors tenen un perfil més reduït i entren a dins el perfil de les guies suports. Els pistons d'elevació van a l'interior de les guies interiors i es subjecten mitjançant dos forats a la part superior. Per transmetre la força i augmentar la rigidesa es solden 3 passamans d'unió. El passamà de la part inferior s'ha de soldar una vegada estigui col·locat a l'interior dels suports guia. Una altra de les funcions que fa el passamà d'unió és limitar la distància que recorre la guia al llarg del suport guia.



Il·lustració 72 Detall subjeccions superiors Elevador [Font: SOLIDWORKS]

La subjecció barres 1 uneix els 3 passamans d'unió mitjançant cargols, aquesta peça permet ajustar l'altura on es col·locarà el cistell sense dependre de cap altre peça. Per altra banda a la part posterior s'hi col·loquen 2 tubs de reforç per ajudar a repartir la sol·licitació de tracció al elevar el conjunt.

També es pot apreciar un dels reforços dels suports guia, en aquest cas el de la part superior.

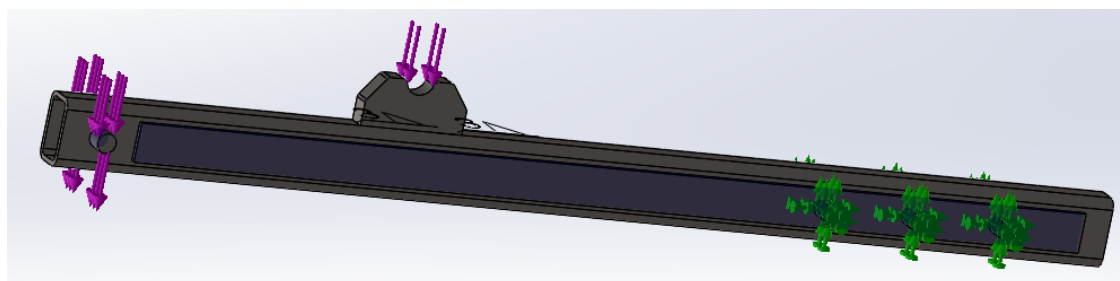


Il·lustració 73 Detall subjeccions inferiors Elevador [Font: SOLIDWORKS]

La peça subjecció barres 1 té 4 forats per poder cargolar-hi la subjecció barres 2. A més a més s'hi ha dissenyat un forat rectangular de dimensions més grans a les del tub que suportarà el pes del cistell i es cargolarà a la subjecció barres 2.

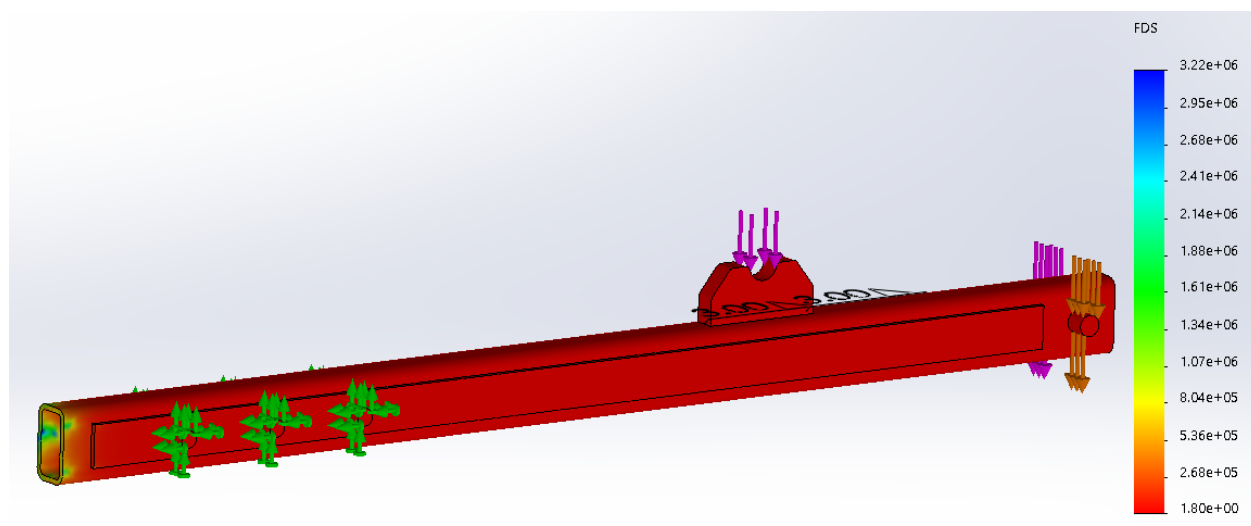
La barra que aguantarà el pes del cistell i per tant de les dues bales és un tub rectangular de 70x40x5mm. Estarà reforçat per una planxa d'acer de 5mm a cada banda per augmentar la rigidesa del conjunt. Es subjectarà amb 3 forats que coincidiran amb els de la part inferior de la subjecció barres 2.

Sabent que el pes de les 2 bales i el cistell es reparteix homogèniament als dos tubs s'ha fet un estudi de simulació per determinar el coeficient de seguretat del tub. El pes es reparteix al suport davanter i al posterior tal com es mostra a la imatge següent.



Il·lustració 74 Condicions de contorn barra [Font: SOLIDWORKS]

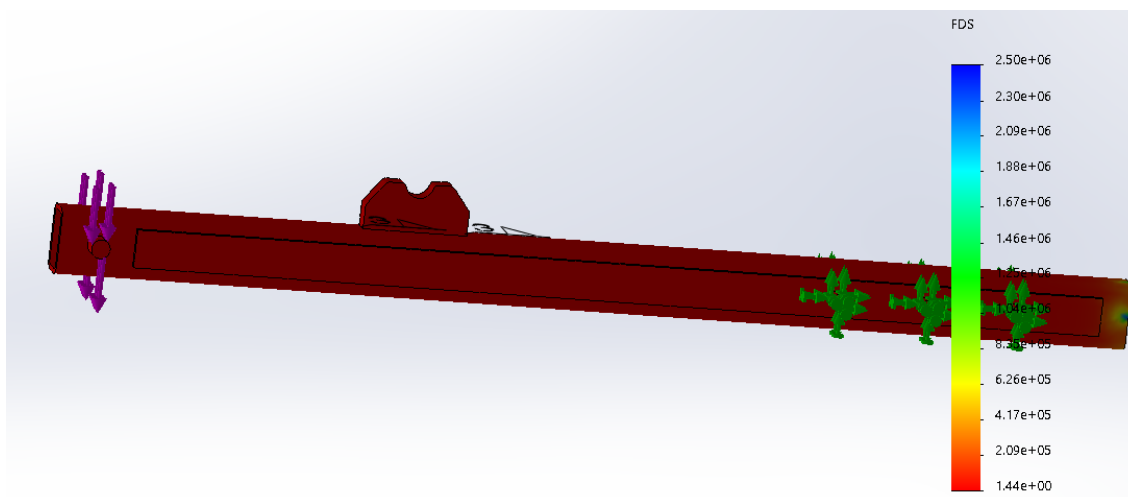
Amb aquestes condicions de contorn es procedeix a realitzar l'estudi de simulació i determinar si el dimensionament del tub és correcte.



Il·lustració 75 Estudi de simulació barra (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

El factor de seguretat és de 1,8. Es considera com a correcte ja que és una de les peces que ha de suportar més esforç.

Quan es tomba el cistell per descarregar les bales a l'interior del remolc la major part del pes s'aguanta amb el suport de davant. Per tant s'ha realitzat un altre càlcul considerant que la totalitat del pes del cistell i les dues bales es transfereix a un suport. Tot i que a la realitat el pes suportat per la part davantera serà menor perquè un part del pes la suportarà el pistó hidràulic.

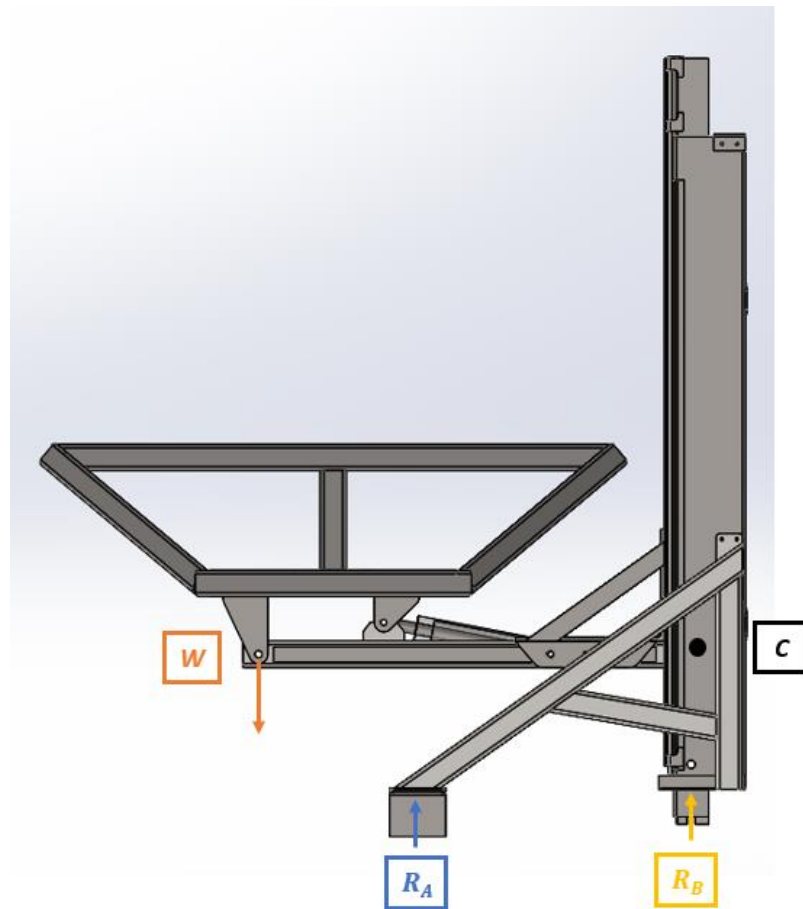


Il·lustració 76 Estudi de simulació barra descàrrega (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

Amb aquesta configuració el factor de seguretat és menor que en el cas anterior, és de 1,4, però com que segueix sent relativament major a 1 es pot considerar com a correcte.

El pes del cistell amb les bales genera un moment molt gran la placa base i per poder aguantar el moment s'ha dissenyat un parell de reforços que aguanten part de la força i la transmeten al bastidor. Quan es tomben les bales és quan es genera el moment més gran perquè la distància augmenta.

Com que hi ha un suport a cada banda de l'elevador la càrrega es dividirà en dos.



Il·lustració 77 Reaccions Elevador [Font: SOLIDWORKS]

$$W = W_{BALA} + \frac{W_{CISTELLA}}{2} = 5100 \text{ N} \downarrow \quad (\text{Eq. 2.41.})$$

$$\sum M_C = 0 \quad \curvearrowright \quad (\text{Eq. 2.42.})$$

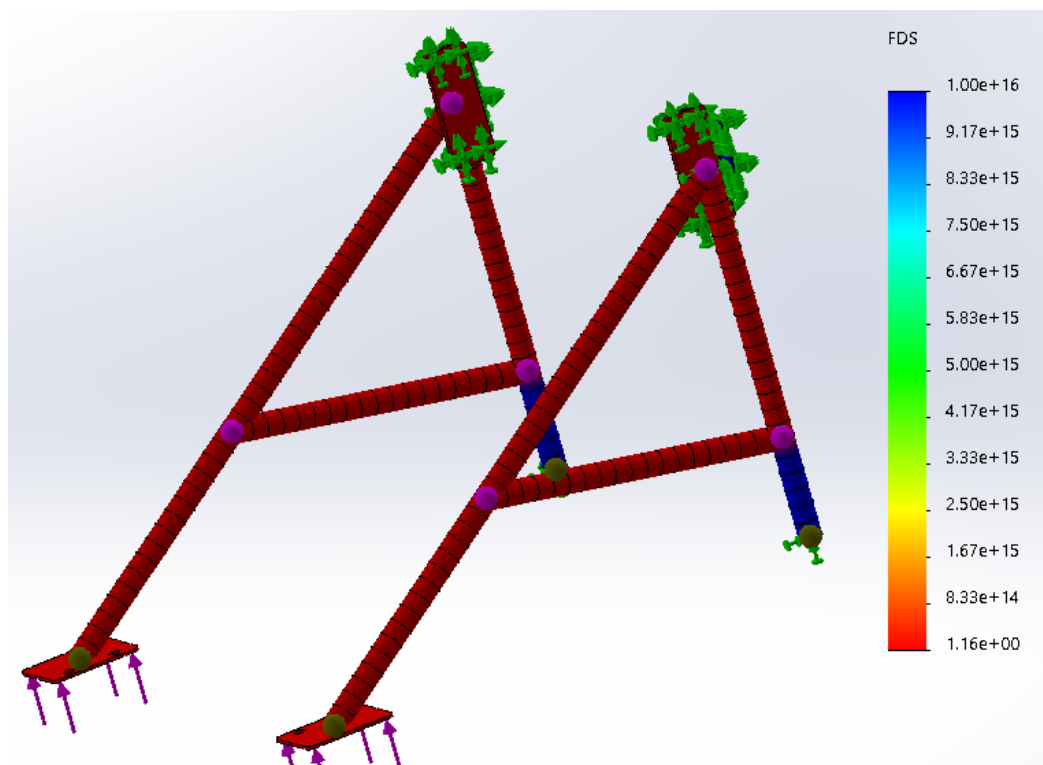
$$\sum M_C = (W \cdot 1,186) - (R_A \cdot 0,761) = 0 \quad (\text{Eq. 2.43.})$$

$$R_A = 7948 \text{ N} \uparrow$$

$$\sum F_Y = -W + R_A - R_C = -5100 + 7948 - R_C = 0 \quad (\text{Eq. 2.44.})$$

$$R_C = 2848 \text{ N} \uparrow$$

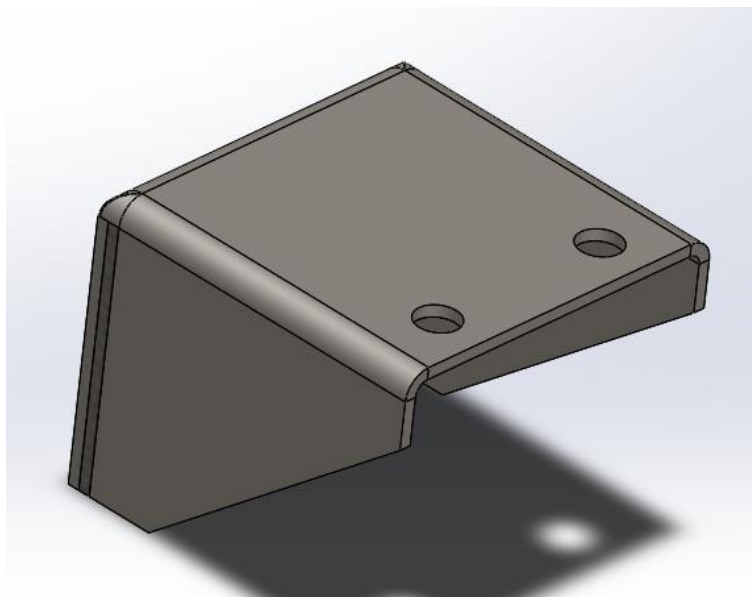
Per determinar la mida del perfil del tub i les mides estructurals s'ha realitzat un estudi de simulació.



Il·lustració 78 Estudi de simulació Reforç inferior guies exteriors (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

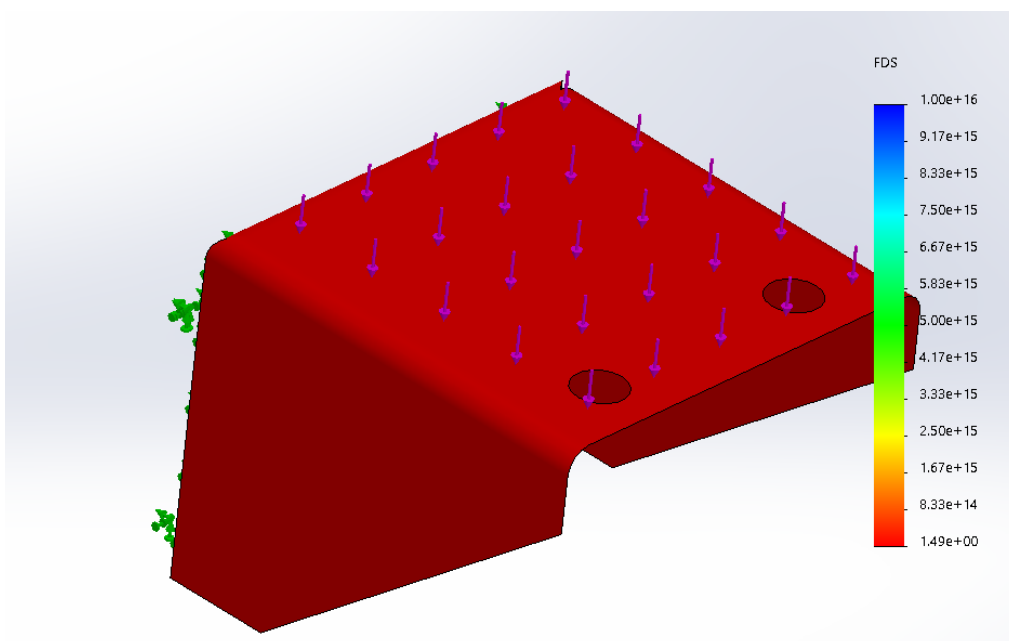
El factor de seguretat del conjunt és de 1,16.

Els reforços s'uniran al bastidor mitjançant un angle de suport. Els reforços s'uniran als angles mitjançant cargols i angles es col·locaran al bastidor utilitzant soldadura. Els angles són dues planxes tallades de làser, amb tres plegats i 2 cordons de soldadura cadascun. Dos dels plegats actuen com a cartel·les per augmentar la capacitat d'aguantar sol·licitació.



Il·lustració 79 Reforç peu bastidor [Font: SOLIDWORKS]

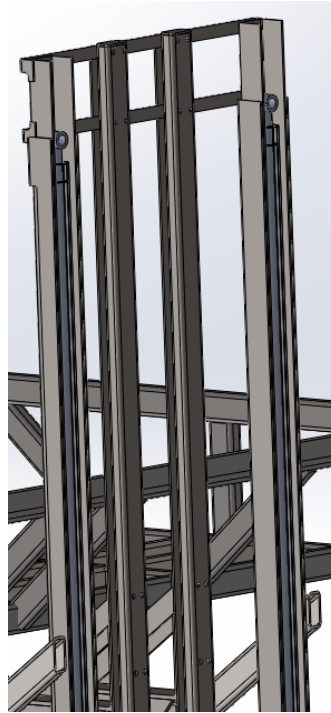
Per determinar el gruix de la planxa a utilitzar s'ha realitzat un estudi de simulació.



Il·lustració 80 Estudi de simulació Reforç peu bastidor (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

Amb un gruix de 5mm el factor de seguretat és de 1,5. Per tant és pot considerar que el dimensionament és correcte.

Per elevar les bales s'utilitzaran dos pistons hidràulics col·locats verticalment, que tenen una carrera de 1.500 mm. La força ha de ser suficient per aixecar les 2 bales i la part mòbil. Els pistons han de tenir unes mides reduïdes per cabre dins de les guies interiors.



Il·lustració 81 Pistons hidràulics Elevador [Font: SOLIDWORKS]

Les dues bales pesen al voltant de 1.000 kg i les parts que s'han d'eleva que subjecten les bales uns 300 kg. Per tant els dos pistons han de poder aixecar uns 1.300 kg. A més cal deixar un rang de seguretat i cal sumar la força de fricció. Com en altres casos es considera la pressió de la bomba hidràulica d'un tractor es de 13 MPa, 130 bar aproximadament. Les característiques utilitzades són les del pistó amb la referència 702/1500 del proveïdor CIRCOSA. [4]

$$Pressió (MPa) = \frac{F(N)}{S(mm^2)} \quad (\text{Eq. 2.45.})$$

$$S = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (\text{Eq. 2.46.})$$

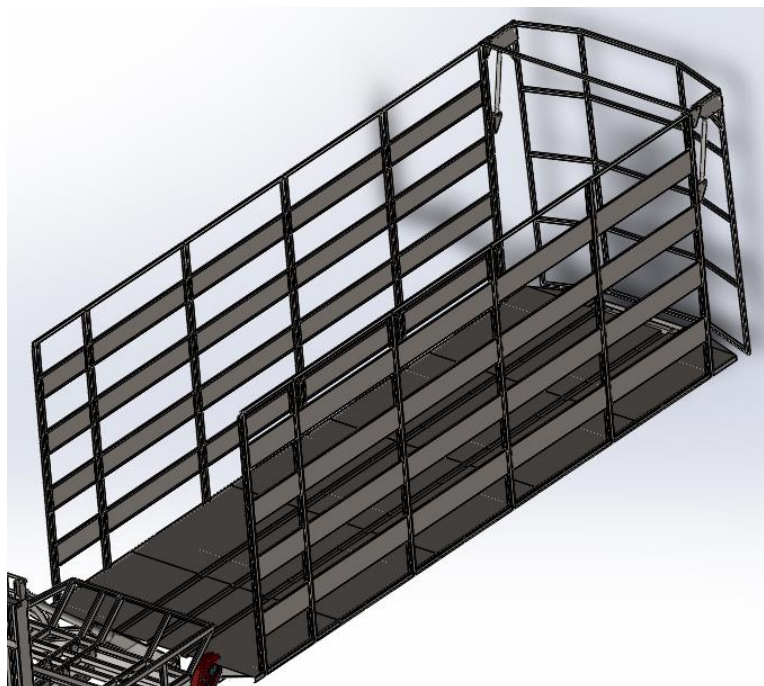
$$F = P \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 13 \cdot \pi \cdot \frac{50^2}{4} = 25525,4 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.47.})$$

$$W = m \cdot g = 1300 \cdot 9.81 = 12753 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.48.})$$

La força del pistó és més del doble de la que es necessita per moure les bales, per tant utilitzant 2 pistons la força total disponible serà 4 vegades més gran a la necessària. Es considera correcte el dimensionament ja que no es pot saber el fregament que tindrà amb les guies exteriors i per tant es deixa un ampli marge de força.

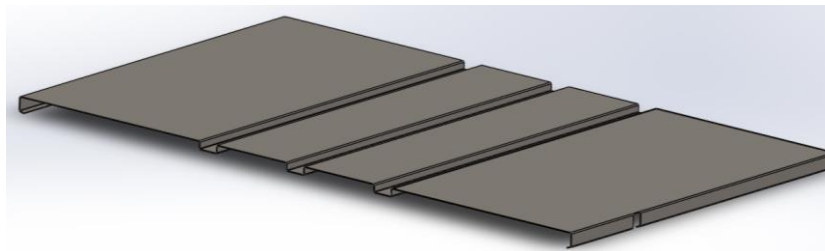
2.3. Superfície de transport

La superfície de transport és el sistema que permetrà emmagatzemar les bales a l'interior del remolc durant la càrrega i el transport. Aquest conjunt està limitat per les dimensions màximes que no pot excedir un remolc per poder circular per carretera. Amplada màxima (2,55m), l'altura màxima (4m) i la llargada màxima de tot el remolc (12m). Les limitacions afectaran a la capacitat del remolc i al dimensionament de les peces. Segons ANNEX I DIRECTIVA 2009/144/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO. [1]



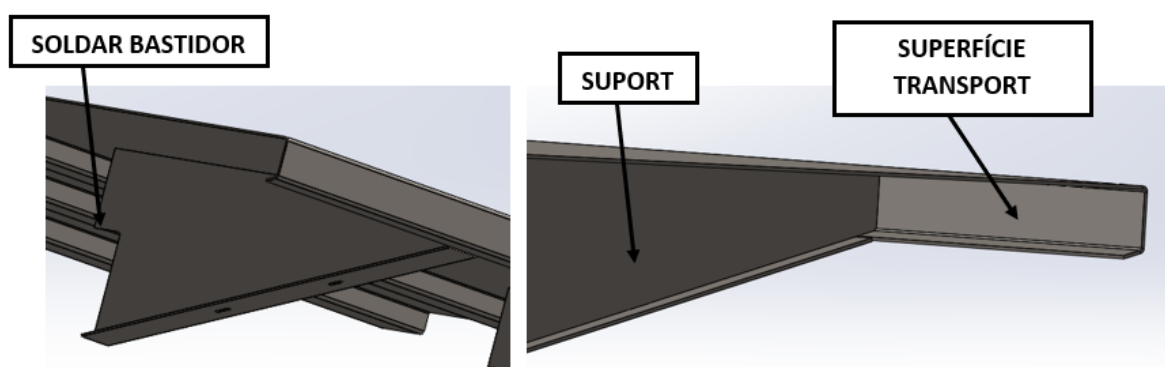
Il·lustració 82 Superfície de transport [Font: SOLIDWORKS]

La superfície de transport es pot dividir en 4 trams iguals i un de final que és més curt. Les mesures de longitud dels trams s'han realitzat de 1480mm per aprofitar el màxim la planxa d'acer i així utilitzar soldadura només quan és imprescindible.



Il·lustració 83 Planxa de la superfície de transport [Font: SOLIDWORKS]

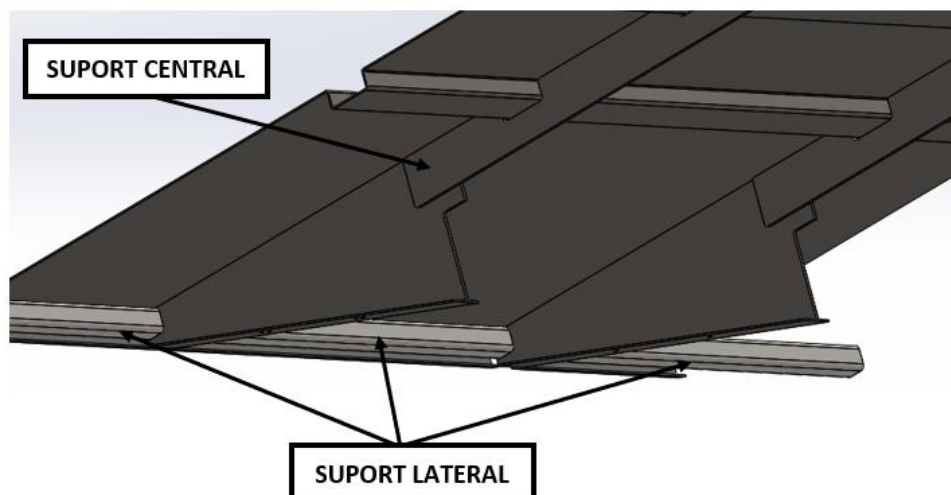
La planxa d'acer de 3mm conte varis plegats per adaptar-se a les necessitats dels diferents sistemes involucrats en el procés. A la part central hi ha un conjunt de plegats amb forma de “U” per permetre el pas de les cadenes (la seva funció s'explica a l'apartat següent). Als extrems hi ha dos plegats per adaptar la planxa al suport que l'unirà al bastidor i al mateix temps no deixar cantonades que puguin ser perilloses per l'usuari. El primer tram té un tall rectangular per poder maniobrar amb el braç manipulador.



Il·lustració 84 Suport superfície de transport-1 [Font: SOLIDWORKS]

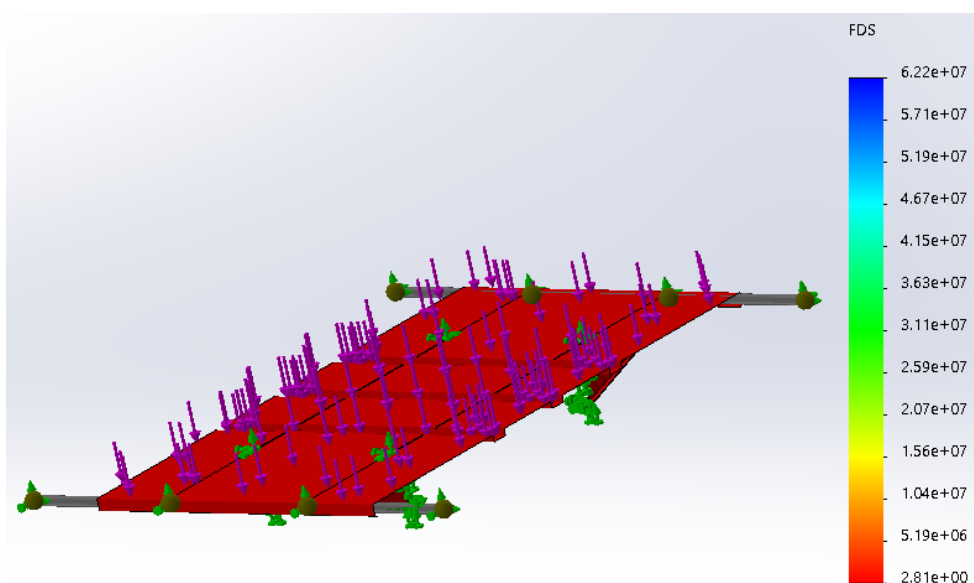
El suport és una planxa tallada de làser dissenyada de manera que s'adapta al bastidor i a la superfície de transport. D'aquesta manera es facilita la soldadura i s'estalvia temps en la operació. A més s'ha unit a un passamà per reduir la possible flexió del suport.

Únicament amb aquests suports no és suficient per aguantar la sol·licitació. S'han afegit uns tubs de 40x40x4mm com a suports laterals i una planxa de làser de 6mm que ressegueix el contorn de la superfície per la part central.



Il·lustració 85 Suport superfície de transport-2 [Font: SOLIDWORKS]

Els dos suports s'uneixen a la superfície de transport mitjançant soldadura. Per determinar el factor de seguretat és realitza un estudi de simulació.

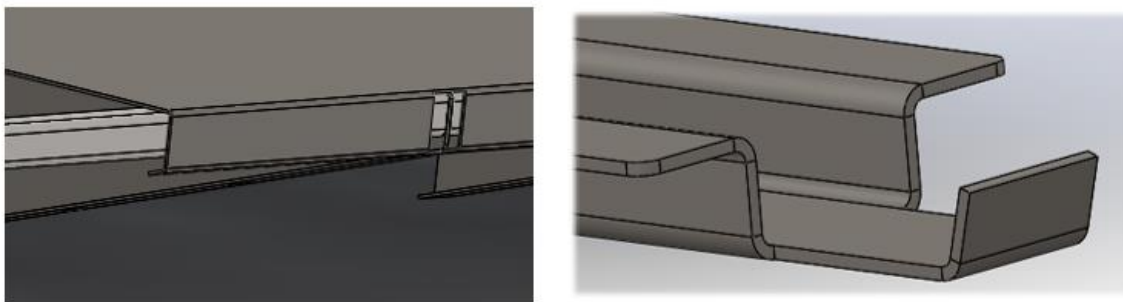


Il·lustració 86 Estudi de simulació superfície de transport (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

El factor de seguretat a la superfície és de 2,81. El factor es pot considerar correcte per l'ús que se l'hi ha de donar.

A continuació cal dissenyar les barreres laterals per encarrilar les bales durant la carrega i evitar que caiguin del remolc durant el transport.

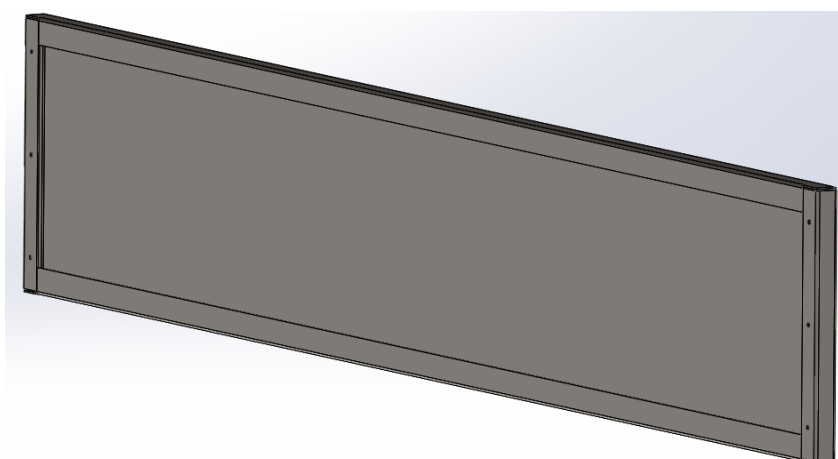
A la superfície de transport s'ha dissenyat una obertura per poder col·locar-hi els peus de suport que s'encarregaran d'unir les planxes que faran de barrera lateral. A la part inferior del peu hi ha un plegat que s'adhereix a la superfície de transport per poder unir-ho amb cordons de soldadura.



Il·lustració 87 Peu suport plaques laterals [Font: SOLIDWORKS]

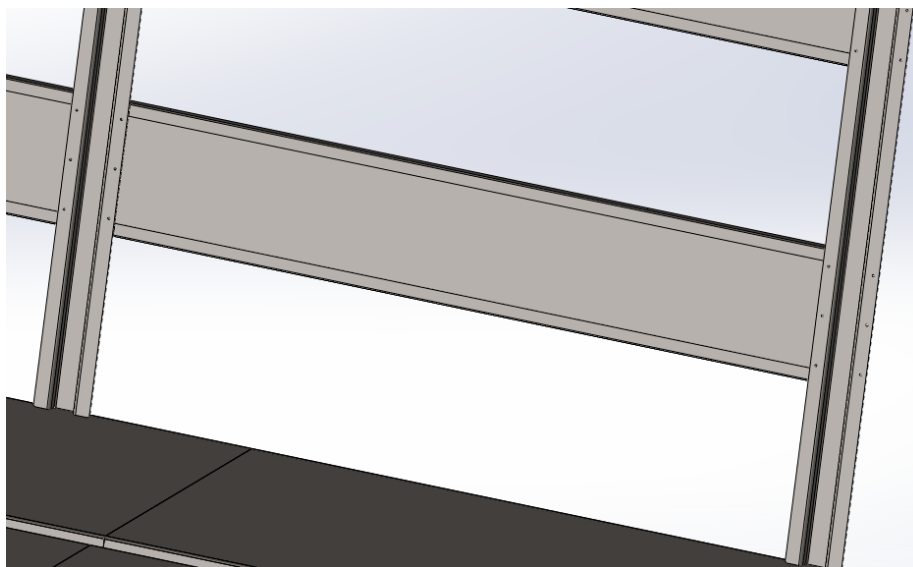
El peu de suport té forma d'omega (Ω). Al llarg del peu es distribueixen 8 conjunts de 3 forats per poder col·locar-hi les planxes que faran de barrera per les bales.

Les planxes laterals s'uneixen als peus suport mitjançant reblons de $\varnothing 4\text{mm}$, aquesta unió permet rapidesa de muntatge i abarateix costos.



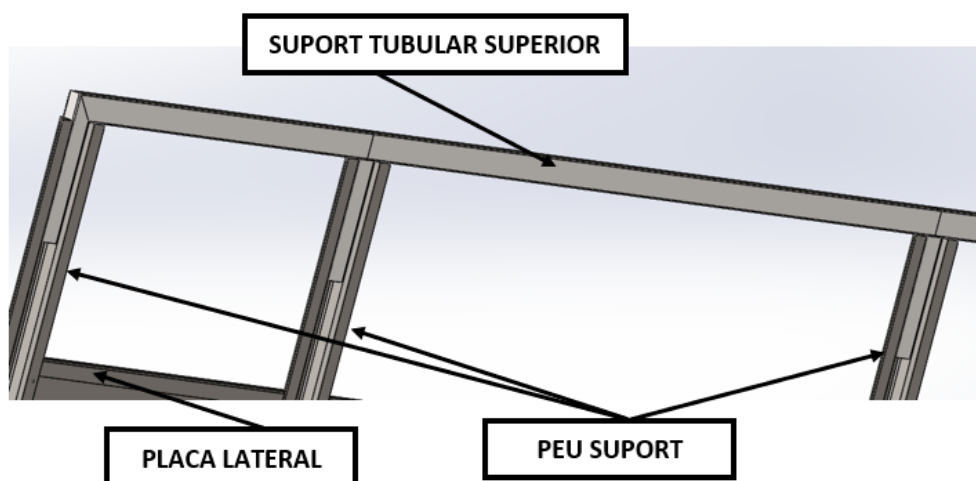
Il·lustració 88 Placa lateral [Font: SOLIDWORKS]

Les plaques laterals tenen 2 plegats a cada aresta, d'aquesta manera les bales tenen més superfície per recolzar-se en cas de xocar amb el suport.



Il·lustració 89 Muntatge plaques laterals [Font: SOLIDWORKS]

A la part superior dels peus suport s'hi soldarà una estructura tubular per augmentar la rigidesa del conjunt. Aquesta estructura uneix tots els peus d'una mateixa banda del remolc.

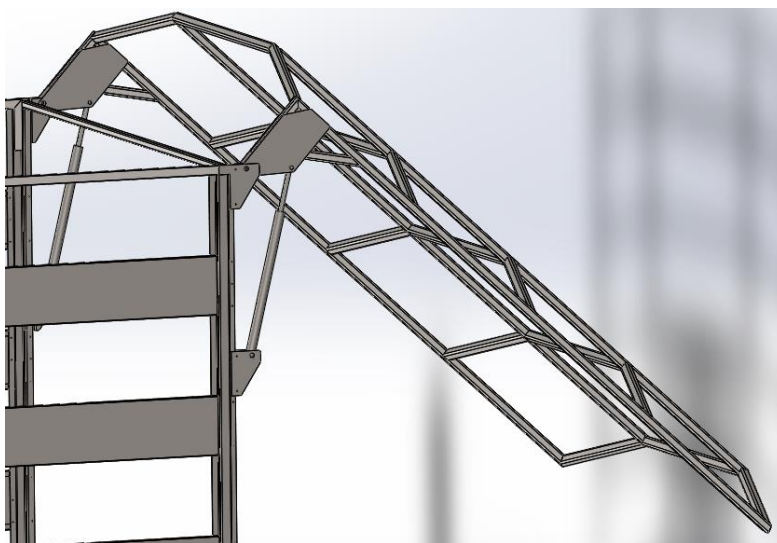


Il·lustració 90 Detall suport tubular superior [Font: SOLIDWORKS]

El perfil del tub utilitzat és de 40x20x2mm, per poder col·locar-se a l'interior del peu suport i així augmentar la rigidesa del conjunt.

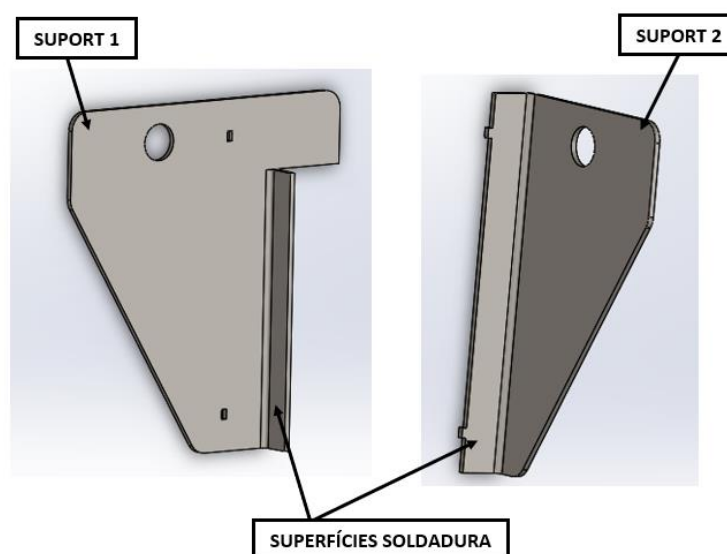
2.4. Tapa posterior

Per evitar que les bales caiguin per la part posterior del remolc s'ha col·locat una estructura tubular que obstaculitza el pas. La tapa és pot aixecar mitjançant dos pistons hidràulics. Quan s'han de descarregar les bales del remolc s'obre la porta per permetre el seu pas.



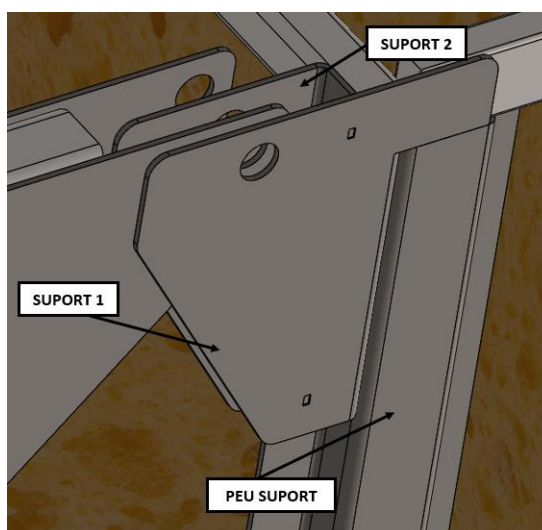
Il·lustració 91 Tapa posterior [Font: SOLIDWORKS]

Primerament cal dissenyar els suports per subjectar la porta al remolc i permetre la obertura.



Il·lustració 92 Detall suports rotació tapa posterior [Font: SOLIDWORKS]

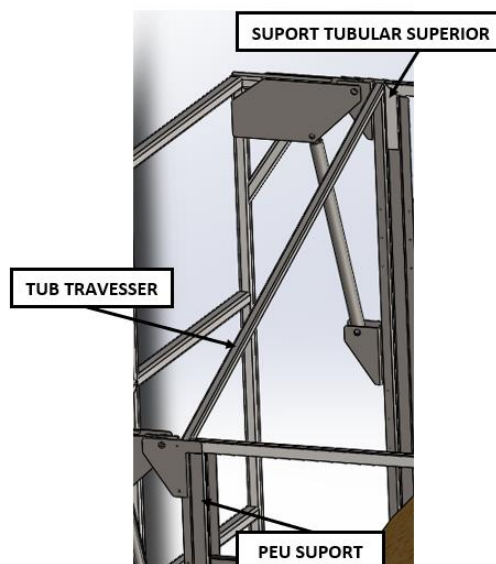
El suport 1 es col·loca a la part exterior i el suport 2 a la part interior. S'ha dissenyat 1 plegat a cada peça per facilitar el correcte posicionament dels suports i augmentar la superfície de contacte entre les peces. El suport 1 conte 2 forats rectangulars per posicionar el suport 2 al seu lloc correcte. Ambdós suports tenen un forat circular per permetre la rotació de la tapa.



Il·lustració 93 Muntatge suports rotació tapa posterior [Font: SOLIDWORKS]

A la imatge anterior es pot veure com el suport 1 s'adapta a les característiques dimensionals del peu suport per augmentar els cordons de soldadura i així s'obté una unió més rígida.

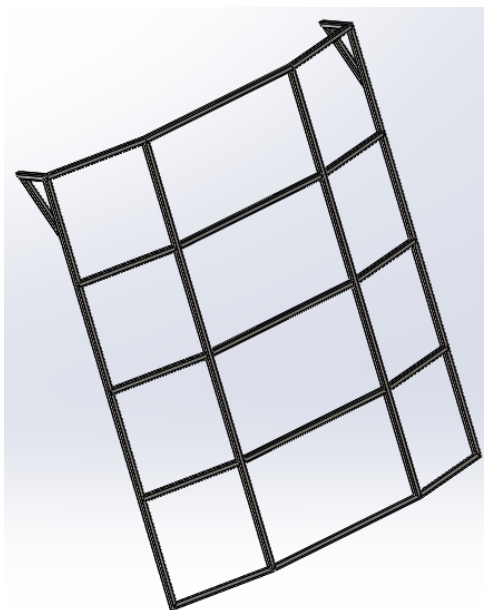
Per augmentar la rigidesa de les baranes laterals es col·locarà un tub travesser de 30x30x2mm a la part superior del peu. Així la flexió de les dues baranes laterals serà menor. El tub travesser es soldarà al suport 1, al suport 2 i a l'últim peu suport.



Il·lustració 94 Detall tub travesser [Font: SOLIDWORKS]

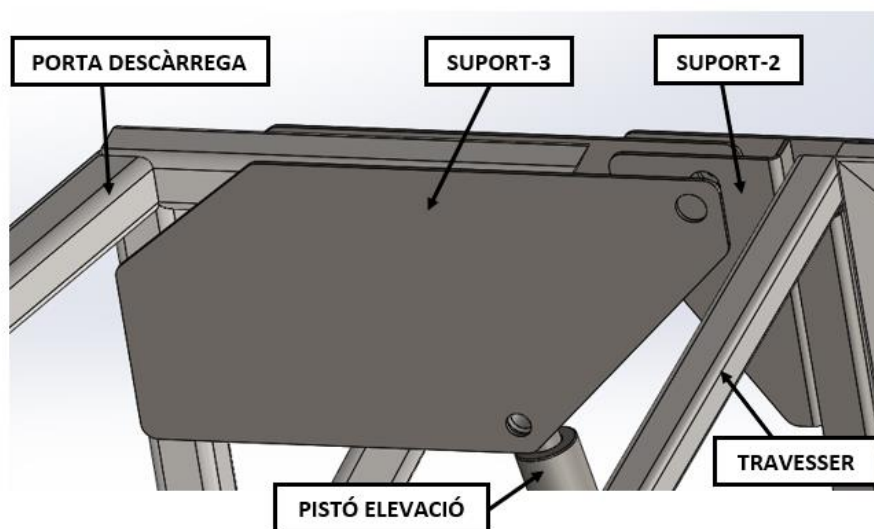
Una vegada es tenen els suports col·locats s'ha de dissenyar la porta de descàrrega. La porta serà una estructura tubular de 40x40x4mm. S'ha decidit fer una estructura tubular per alleugerir el pes de la porta i per la gran resistència estructural dels tubs.

Per facilitar la rotació s'ha dissenyat en forma de "L". D'aquesta manera també es facilita el posicionament dels pistons d'elevació i es redueix la força necessària per moure la porta.



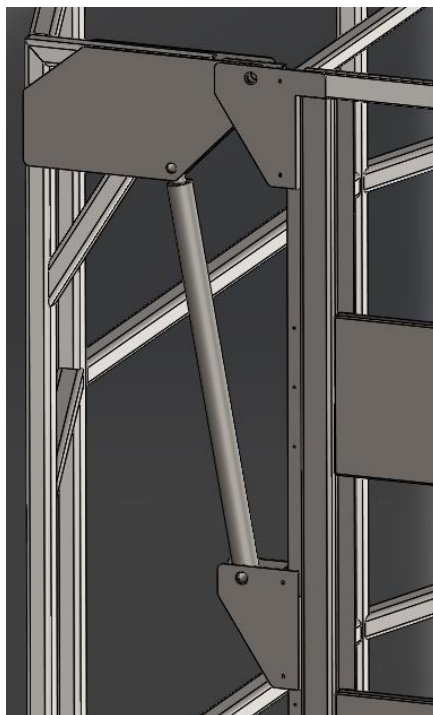
Il·lustració 95 Porta descàrrega [Font: SOLIDWORKS]

Mitjançant una planxa d'acer es subjectarà la porta als suports 1 i 2. A la mateixa planxa s'hi afegirà un forat per unir la porta amb el pistó d'elevació. Les planxes d'acer s'anomenen suport-3.



Il·lustració 96 Detall muntatge porta descàrrega [Font: SOLIDWORKS]

Per subjectar la camisa del cilindre al remolc s'ha utilitzat un sistema similar al del conjunt del suport-1 i suport-2. Però les mides de la peça s'han adaptat a la dimensions que requereix el pistó.



Il·lustració 97 Muntatge pistó tapa posterior [Font: SOLIDWORKS]

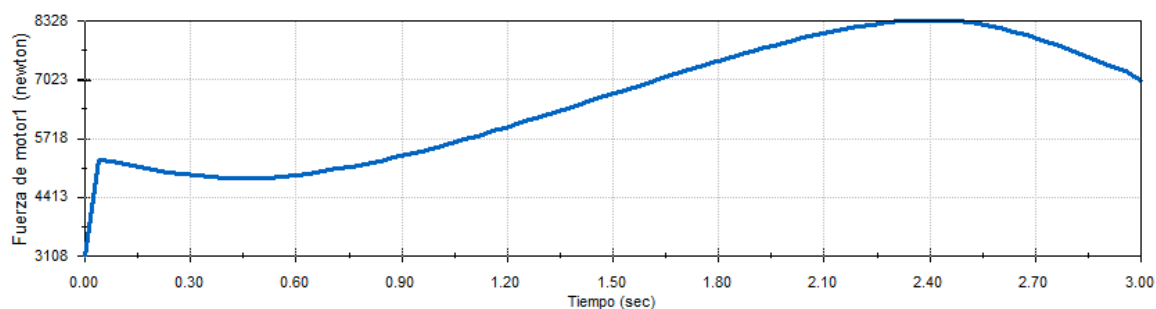
El pistó té una carrera de 500mm. La referència és la 700-500 i el fabricant és CIRCOSA. Per determinar si el cilindre pot realitzar la força requerida es necessari saber quina és la força màxima que pot realitzar. Es calcularà la força del cilindre com en els casos anteriors amb l'equació 2.51.. [4]

$$\text{Pressió (MPa)} = \frac{F(N)}{S(mm^2)} \quad (\text{Eq. 2.49.})$$

$$S = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (\text{Eq. 2.50.})$$

$$F = P \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 13 \cdot \pi \cdot \frac{32^2}{4} = 10.455,22 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.51.})$$

A continuació es realitzarà un estudi de moviment per determinar quina és la força que ha de fer el pistó per aixecar la porta fins la altura que es necessita. L'estudi de moviment s'ha realitzat únicament amb 1 pistó, per tant la força requerida s'haurà de dividir entre dos.

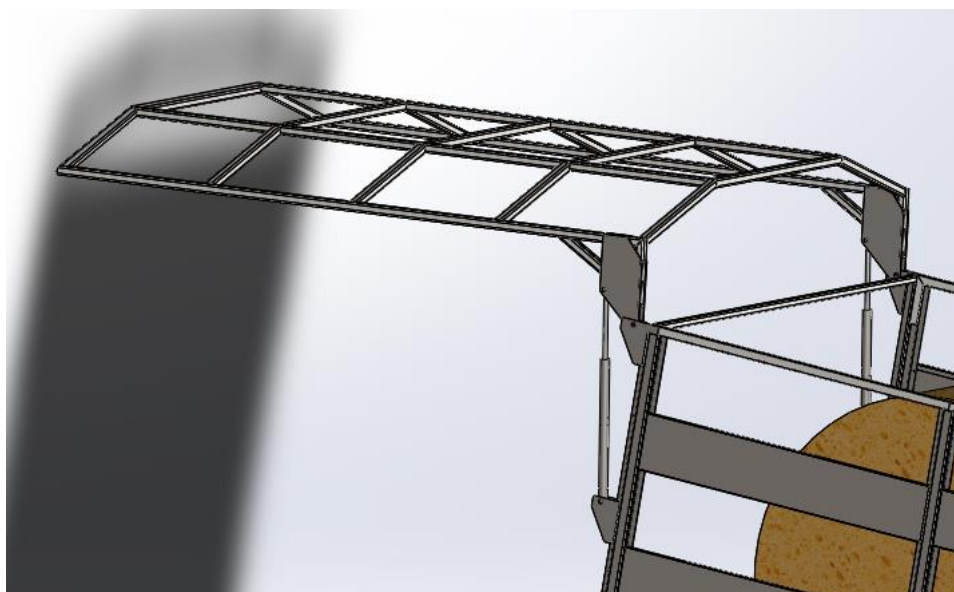


Il·lustració 98 Gràfic força pistó tapa posterior [Font: SOLIDWORKS]

La força a cada pistó per aixecar la porta en 3 segons és calcula amb l'equació 2.52..

$$F_{PISTÓ} = \frac{FMàx_{ESTUDI}}{2} = \frac{8328}{2} = 4164 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.52.})$$

La força necessària per aixecar la porta és pràcticament la meitat de la màxima del pistó, per tant el dimensionament del pistó és correcte. A més el fabricant no ofereix cap gamma inferior de pistons hidràulics, així que no es pot col·locar pistons de menor capacitat per ajustar-se a la força necessària.



Il·lustració 99 Tapa posterior posició descàrrega [Font: SOLIDWORKS]

2.5. Transport per cadena

Aquest sistema permetrà moure les bales una vegada estan a l'interior del remolc. Primerament cal calcular quina serà la capacitat màxima del remolc per poder determinar la sol·licitació màxima. Ja que quan porti el major pes serà quan la força serà la més gran. Les bales no són exactament tangents entre si perquè la deformació causada pel pes és molt gran, de manera que l'altura del conjunt és menor. Aquesta característica permet augmentar la capacitat sense excedir les dimensions màximes permeses per circular.



Il·lustració 100 Conjunt 14 bales [Font: SOLIDWORKS]

A l'interior del remolc hi cabran un total de 14 bales de palla, considerant que cadascuna de les bales pesa 500 kg com a màxim, es pot determinar el pes de tot el conjunt amb l'equació 2.54..

$$W_{BALA} = m \cdot g = 500 \cdot 9.81 = 4905 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.53.})$$

$$W_{14 \text{ BALES}} = 14 \cdot W_{BALA} = 68670 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.54.})$$

Les cadenes seran les que es mouran en relació al remolc i faran desplaçar les bales. Aquest moviment originarà unes forces de fricció entre la cadena i la superfície plana del remolc. Com que les dues superfícies són d'acer es pot trobar amb facilitat el coeficient de fricció tant estàtic com dinàmic. Sabent que el coeficient de fricció estàtic origina unes forces majors que el dinàmic només es realitzarà un càlcul amb el coeficient estàtic amb l'equació 2.55..

$$\text{Coeficient acer} - \text{acer}_{ESTÀTIC} = 0,74$$

$$F_{FRICCIÓ} = W_{14 \text{ BALES}} \cdot \text{Coeficient acer} - \text{acer}_{ESTÀTIC} = 68670 \cdot 0,74 = 50815,8 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.55.})$$



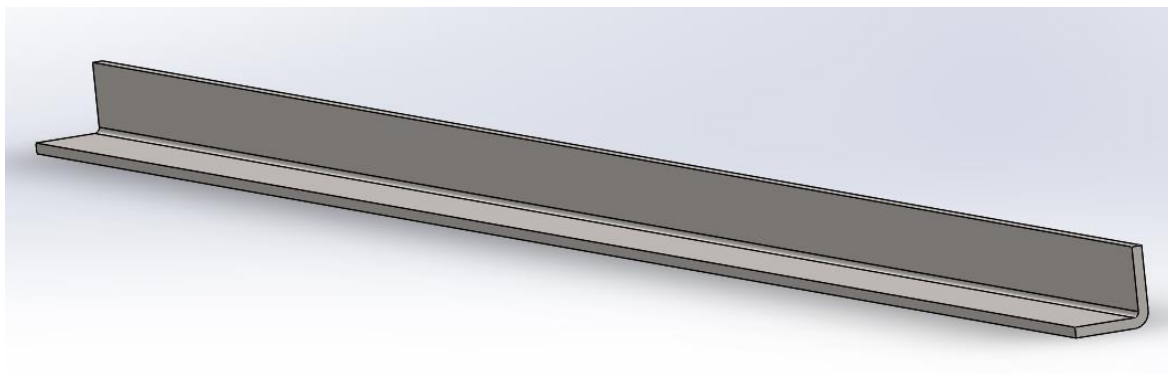
Il·lustració 101 Representació forces del pes de les bales [Font: SOLIDWORKS]

$$F_{CADENES} = F_{FRICCIO} = 50815,8 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.56.})$$

Com que el sistema estarà accionat per 3 cadenes, cal repartir la força en 3 per establir la força unitària de cada tram de cadenes.

$$F_{CADENA} = \frac{F_{CADENES}}{3} = \frac{50815,8}{3} = 16938,6 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.57.})$$

Per reduir el fregament de la cadena amb la superfície del remolc s'ha dissenyat uns plegats a la superfície per fer circular la cadena. Per col·locar la cadena a la superfície es soldaran perfils PNL al llarg de les cadenes, així la cadena es podrà desplaçar lliurement i els perfils PNL seran els que fregaran amb el remolc i empenyeran les bales al llarg del remolc. A més amb la incorporació dels perfils les bales tindran més impediments per desplaçar-se lliurement i no moure's durant el transport.

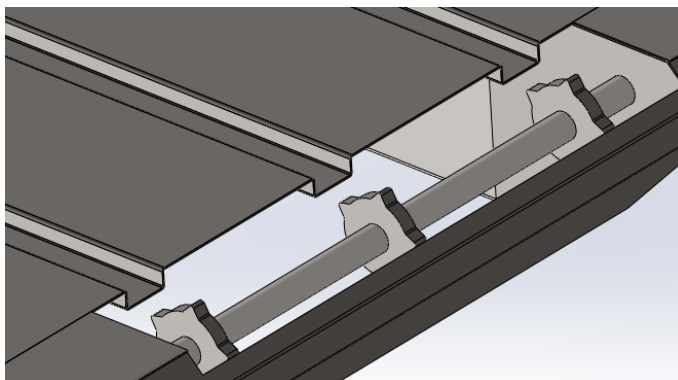


Il·lustració 102 PNL de 30x30x4mm de 900mm de llarg [Font: SOLIDWORKS]

El perfil seleccionat és un PNL de 30x30x4mm perquè és el que millor s'adapta a les juntes de la cadena. Té una longitud de 900mm. Es soldaran uniformement 10 unitats al llarg de les tres cadenes.

Les forces a les cadenes es transmeten mitjançant uns engranatges que es compren juntament amb les cadenes. Però primerament es necessari determinar el diàmetre de l'eix en funció de les forces que exerceixen les cadenes per saber quin engranatge escollir.

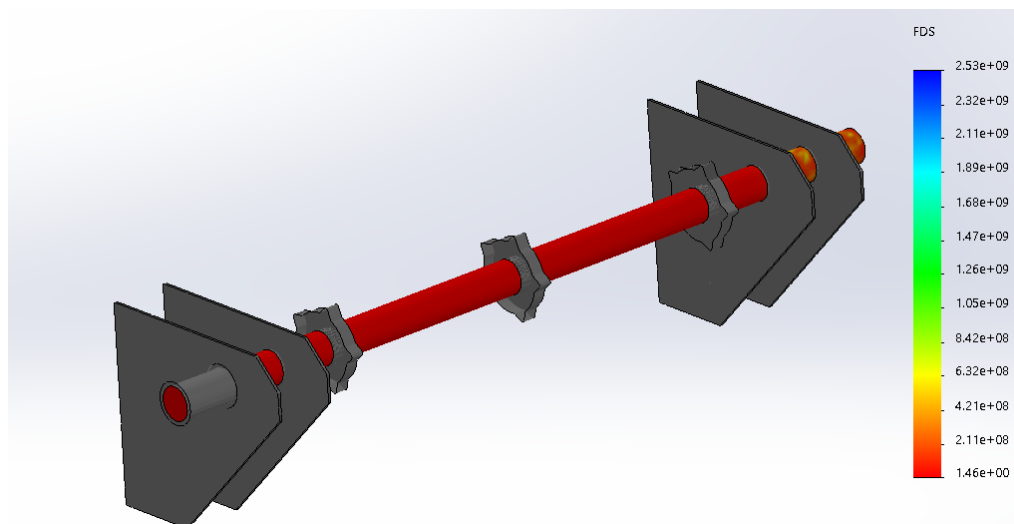
El moment que ha d'exercir cada engranatge és igual a la força de la cadena per la distància de l'eix a la meitat de la dent aproximadament.



Il·lustració 103 Muntatge Eix Posterior [Font: SOLIDWORKS]

$$M_{EIX} = F_{CADENA} \cdot \Delta z = 16938,6 \cdot 0,07 = 1185,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Eq. 2.58.})$$

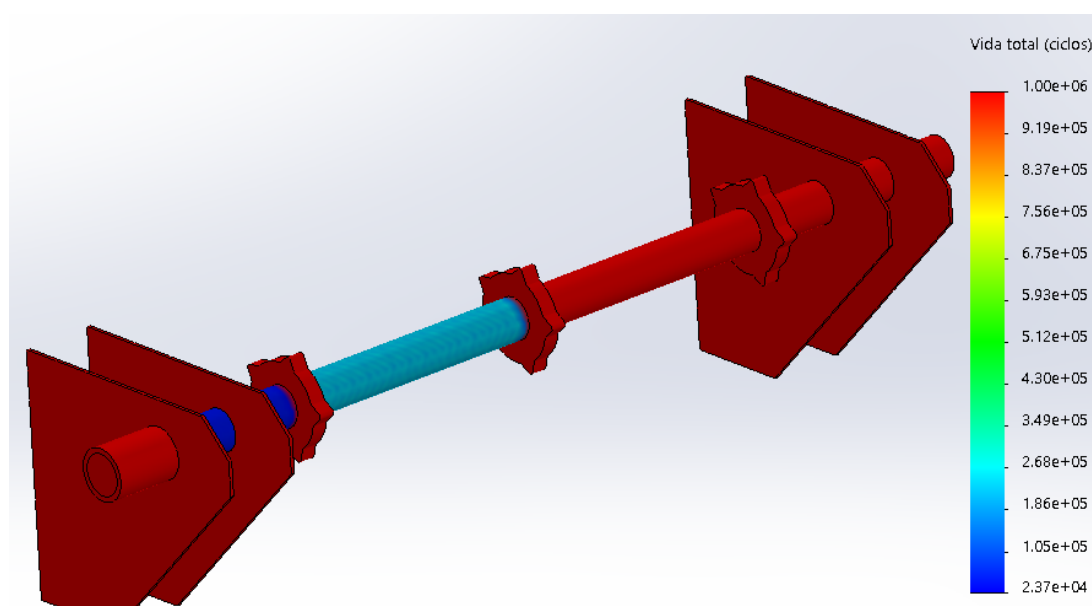
Per determinar el diàmetre de l'eix s'ha realitzat un estudi de simulació amb el valor del moment anterior. Posteriorment tenint el diàmetre que pot aguantar la càrrega estàtica es realitzarà un estudi de fatiga per determinar el número de cicles que pot realitzar l'eix sense superar el límit de plasticitat.



Il·lustració 104 Estudi de simulació Eix Posterior (Factor de seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

L'eix escollit té un diàmetre de 60mm. Al realitzar un estudi estàtic s'obté un factor de seguretat de 1,46. Sabent que l'anàlisi estàtic és correcte es procedeix a realitzar un estudi de fatiga.

Cal tenir en compte que els resultats no reflectiran els cicles de vida reals de l'eix, ja que s'hi ha aplicat la càrrega màxima. La càrrega màxima només es dona al primer instant de descarregar o per posicionar el total de la càrrega a l'interior del remolc, que és quan s'ha considerat el factor de fricció estàtic. Per tant el número de cicles resultant de l'estudi equivaldran aproximadament a la meitat del número de descarregues del remolc completament ple.



Il·lustració 105 Estudi de fatiga-1 (Vida total) [Font: SOLIDWORKS]

El valor resultant és de 23.700 cicles. Un valor més que suficient per l'ús que se l'hi ha de donar i considerant que és una de les parts que ha de treballar de forma més alterna.

$$N_{DESCARREGUES} = \frac{Vida\ Eix}{2} = \frac{23.700}{2} = 11.850\ Descarregues \quad (\text{Eq. 2.59.})$$

Una vegada s'ha determinat el valor òptim del diàmetre per suportar la sol·licitació de la càrrega màxima cal buscar el número de cicles de vida per una càrrega equivalent. Per no realitzar 7 estudis diferents (1 per cada parella de bales) es realitzarà un estudi mitjançant una càrrega aproximada i així determinar la vida de l'eix.

Sabent que hi ha 14 bales i que s'entren al remolc amb parelles s'ha decidit realitzar un estudi amb el pes de 8 bales, que el valor del pes és més gran que la meitat. S'ha decidit no realitzar un estudi amb el pes de exactament la meitat del pes perquè no donarà uns resultats aplicables a la realitat, ja que en molt poques ocasions es tindran solament 7 bales al remolc. El procediment de càlcul és exactament igual l'estudi anterior, es calcula amb l'equació 2.61..

$$W_{BALA} = m \cdot g = 500 \cdot 9.81 = 4905\ N \quad (\text{Eq. 2.60.})$$

$$W_{8\ BALES} = 8 \cdot W_{BALA} = 39240\ N$$

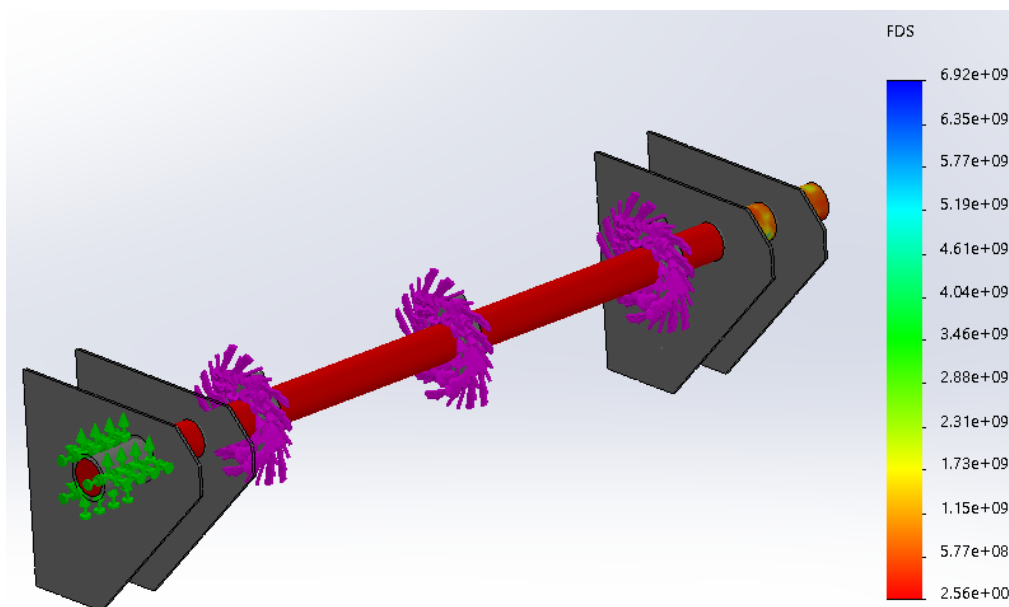
$$F_{FRICCIÓ} = W_{8\ BALES} \cdot Coeficient\ acer - acer_{ESTÀTIC} = 39240 \cdot 0,74 = 29037,6\ N \quad (\text{Eq. 2.61.})$$

$$F_{CADENES} = F_{FRICCIÓ} \quad (\text{Eq. 2.62.})$$

$$F_{CADENA} = \frac{F_{CADENES}}{3} = \frac{29037,6}{3} = 9679,2\ N \quad (\text{Eq. 2.63.})$$

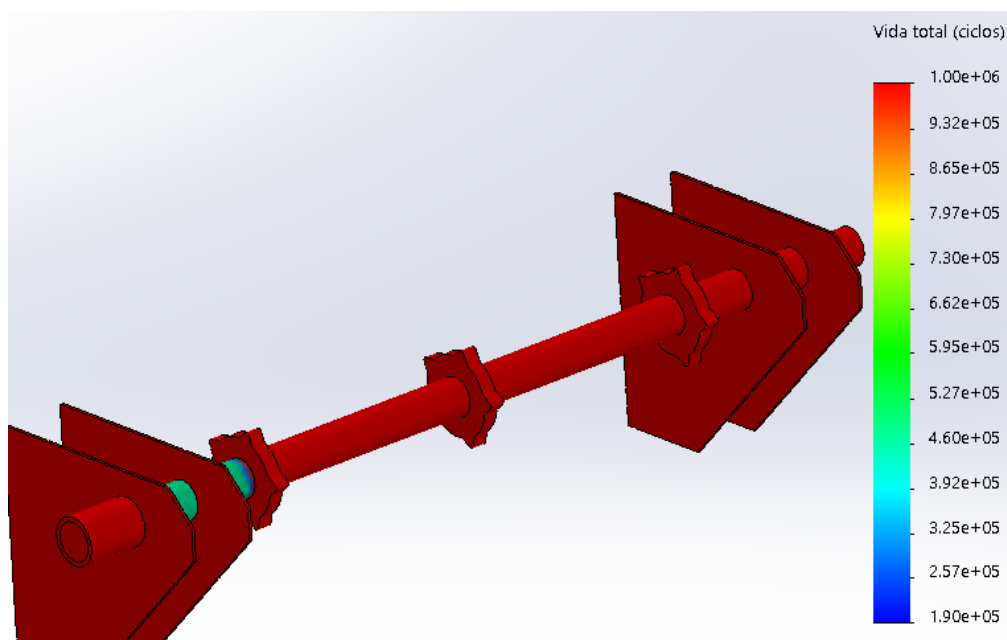
$$M_{EIX} = F_{CADENA} \cdot \Delta z = 9679,2 \cdot 0,07 = 677,54\ N \cdot m \quad (\text{Eq. 2.64.})$$

Amb aquest valor del moment i les condicions de contorn de l'estudi estàtic anterior es calcula el factor de seguretat.



Il·lustració 106 Estudi de simulació Eix Posterior-2 (Factor de Seguretat) [Font: SOLIDWORKS]

El factor de seguretat és de 2,56. Mitjançant un estudi de fatiga es calcularà els cicles de vida aproximats.



Il·lustració 107 Estudi de fatiga-2 (Vida total) [Font: SOLIDWORKS]

El la vida de l'eix és de 190.000 cicles. Sabent que per carregar es realitzen un mínim de 7 cicles, el número de càrregues serà igual a la vida de l'eix entre 7.

$$N_{CARREGUES} = \frac{Vida\ Eix}{7} = \frac{190.000}{7} = 27.143\ Carregues \quad (\text{Eq. 2.65.})$$

El número de descarregues es significativament inferior, per tant la vida resultant de l'eix serà de 11.850 descarregues.

Sabent el diàmetre òptim i la vida a fatiga de l'eix s'ha de buscar un grup reductor que l'eix de sortida tingui les dimensions requerides i pugui desenvolupar el moment necessari per fer moure les cadenes. El moment màxim resultant al reductor és la suma dels moments als pinyons de les cadenes.

$$M_{REDUCTOR} = M_{PINYÓ1} + M_{PINYÓ2} + M_{PINYÓ3} = 1185,7 + 1185,7 + 1185,7 = 3557,1\ N \cdot m \quad (\text{Eq. 2.66.})$$

El reductor a escollir ha de tenir un diàmetre de sortida de 60mm i ser capaç d'aguantar un moment de 3557,1 N·m.

El reductor que compleix amb les especificacions és el RT-500 43,6:1.



Il·lustració 108 Reductor RT-500 43,6:1 [Font: ROGIMAR]

Les especificacions tècniques es mostren a la taula següent:

Taula 2 Característiques Reductor RT-500 43,6:1

RT-500 43,1:1	
MESURA	VALOR
Diàmetre Eix Sortida	60 mm
Mida Xaveta Eix Sortida	18mm
Diàmetre Eix Entrada	25mm
Mida Xaveta Eix Entrada	8mm
Par Màxim	5000 N·m
Oli Lubricant	SAE 90 EP
Quantitat Oli Lubricant	6,0 Kg
Relació de transmissió	43,6:1

A continuació s'ha de buscar un motor hidràulic que tingui unes subjeccions compatibles amb les del reductor, eix d'entrada del reductor igual a l'eix del motor i que sigui capaç de subministrar la potència necessària per moure el l'eix de sortida.

La opció escollida és un motor hidràulic orbital OMR80. Les seves característiques són les següents:

Taula 3 Característiques Motor OMR80

MOTOR HIDRÀULIC ORBITAL OMR80	
MESURA	VALOR
Diàmetre Eix	25 mm
Mida Xaveta Eix	8mm
Velocitat Màxima	750 rpm
Velocitat Mínima	10 rpm
Par Màxim	195 N·m
Potència Màxima	12,5 kW
Pressió Màxima	175 bar



Il·lustració 109 Motor hidràulic OMR80 [Font: ROGIMAR]

Una vegada se sap quines són les especificacions del grup reductor i del motor s'ha de calcular quina és la sol·licitació a l'eix amb el moment màxim que pot donar el motor conjuntament amb el reductor. La pressió de la bomba hidràulica d'un tractor ronda els 130 bar, de manera que mai s'assolirà la pressió màxima ni la potència màxima. A més el moment màxim establert pel reductor és de 5.000 N·m, per tant s'haurà de controlar la pressió per evitar que el moment a la sortida del reductor sigui superior al màxim recomanat.

El par màxim del motor és de 195 N·m. El reductor augmenta el moment (M_T) i redueix la velocitat angular (w) en funció de la relació de transmissió (i) mitjançant la formula 2.67 i 2.68:

$$M_{REDUCTOR} = M_{MOTOR} \cdot i \quad (\text{Eq. 2.67.})$$

$$w_{REDUCTOR} = \frac{w_{MOTOR}}{i} \quad (\text{Eq. 2.68.})$$

D'aquesta manera es pot calcular el moment i la velocitat a l'eix. Considerant els valors màxims:

$$M_{REDUCTOR} = M_{MOTOR} \cdot i = 195 \cdot 43,6 = 8502 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Eq. 2.69.})$$

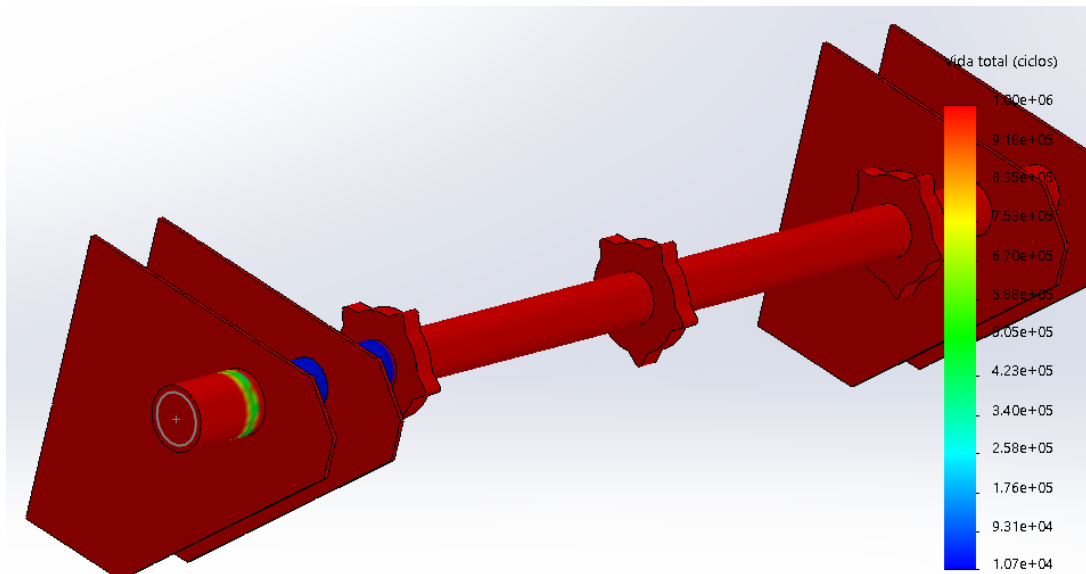
$$w_{REDUCTOR} = \frac{w_{MOTOR}}{i} = \frac{750}{43,6} = 17,20 \text{ rpm} \quad (\text{Eq. 2.70.})$$

La velocitat és un factor que no influeix en gran mesura en l'ús del remolc. El moment màxim és superior al que pot aguantar el reductor. Es pot calcular quin és el moment que ha de fer el motor per no excedir el par màxim del reductor. Per no excedir la potència màxima es col·locarà un limitador de pressió a l'entrada del motor, és el que representa l'equació 2.71..

$$M_{REDUCTOR} \leq 5.000 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Eq. 2.71.})$$

$$M_{MOTOR} \leq \frac{M_{REDUCTOR}}{i} \leq \frac{5.000}{43,6} \leq 114,67 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Eq. 2.72.})$$

A continuació es realitzarà un estudi de fatiga amb el moment màxim que pot aguantar el reductor per saber quina serà la seva vida aproximada.



Il·lustració 110 Estudi de fatiga-3 (Vida total) [Font: SOLIDWORKS]

La vida de l'eix amb aquesta sol·licitació serà de 10.700 cicles aproximadament. Quan la càrrega del remolc és inferior no és necessari utilitzar la major potència possible. En molts casos no serà necessari disposar de 5.000 N·m de parell. Per tant es considera que la vida de l'eix serà superior a 10.700 cicles, però no es pot calcular amb exactitud quants cicles seran ja que la càrrega és molt variable.

Per evitar el deteriorament de l'eix es col·locarà coixinets als suports, d'aquesta manera es debilitarà aquesta part que es fàcilment intercanviable. Aquestes peces són idònies per suportar grans càrregues a velocitats baixes.



Il·lustració 111 Coixinet amb brida GFM-606580-62 [Font: IGUS]

Aquests coixinets eviten moviment en la direcció de l'eix, encara que en el cas estudiat no hi hagin forces transversals a l'eix és possible que en algun cas succeeixi.

Cal determinar les toleràncies del forat on és col·locarà el coixinet i les mesures màximes de l'eix. El fabricant indica quines són les especificacions tècniques necessàries per un correcte funcionament del producte. Aquest producte està dissenyat per tenir una gran resistència al desgast i una gran resistència a la brutícia.

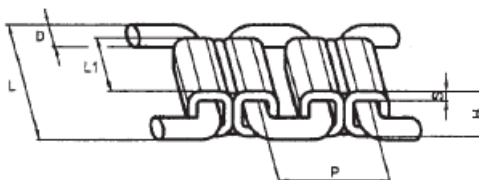
L'article escollit és del proveïdor IGUS i té la següent referència; GFM-606580-62. El diàmetre interior és de 60mm, l'exterior de 65mm i el diàmetre de la brida és de 80mm.

La tolerància del forat, en aquest cas un col·lis, per col·locar el coixinet és una H7, que numèricament per una mesura nominal de 65 mm equival a $+0,030\text{ mm}$ / $-0,000\text{ mm}$. La tolerància del forat s'hauria de mecanitzar per assolir les mesures adequades, ja que amb l'acabat del làser no és suficient.

La tolerància de l'eix per poder unir el coixinet és una h9, que numèricament per una mesura nominal de 60 mm equival a $\begin{matrix} +0,000\text{ mm} \\ -0,074\text{ mm} \end{matrix}$.

A causa de la força de tracció creada pel moviment de la cadena els esglaons s'allarguen i al llarg del temps és perd la tensió necessària perquè el moviment sigui el correcte. Es per això que es dissenyaran uns tensors per compensar l'allargament de la cadena.

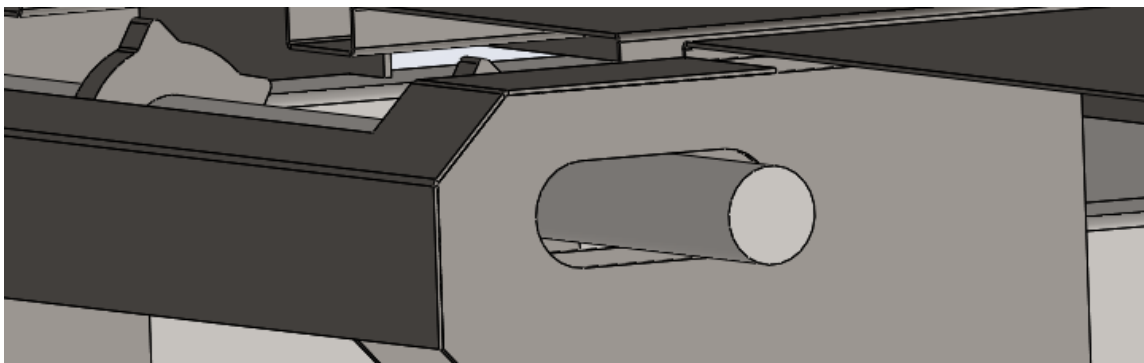
Quan la cadena s'ha allargat en excés s'elimina un esglaó de la cadena i el tensor torna a la posició inicial. Sabent això, es determina que el recorregut del tensor ha de ser major que la longitud d'un esglaó de la cadena.



Il·lustració 112 Detall cadena escampador [Font: INDUSTRIAS MANRIQUE]

La distància P de la cadena escollida és de 81,75 mm. La longitud que permeti allargar el tensor haurà de ser major que 81,75 mm.

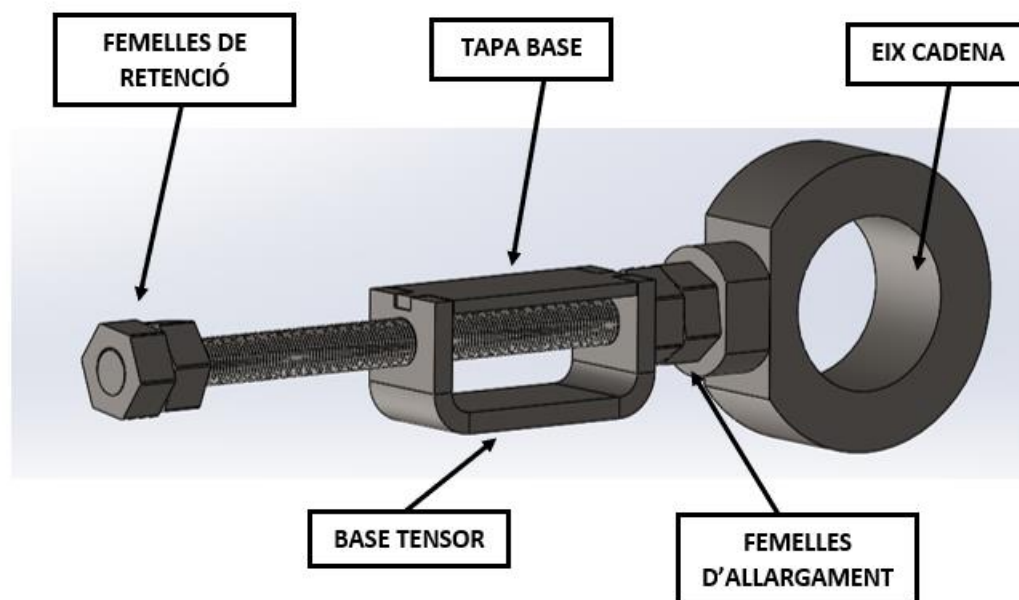
Per desplaçar l'eix es crearà un col·lis al suport de l'eix que permetrà que l'eix es pugui moure transversalment.



Il·lustració 113 Suport eix posterior [Font: SOLIDWORKS]

Per determinar la posició de l'eix al col·lis es dissenyaran 2 tensors que s'ajustaran al coixinet i permetran moure l'eix al llarg del col·lis.

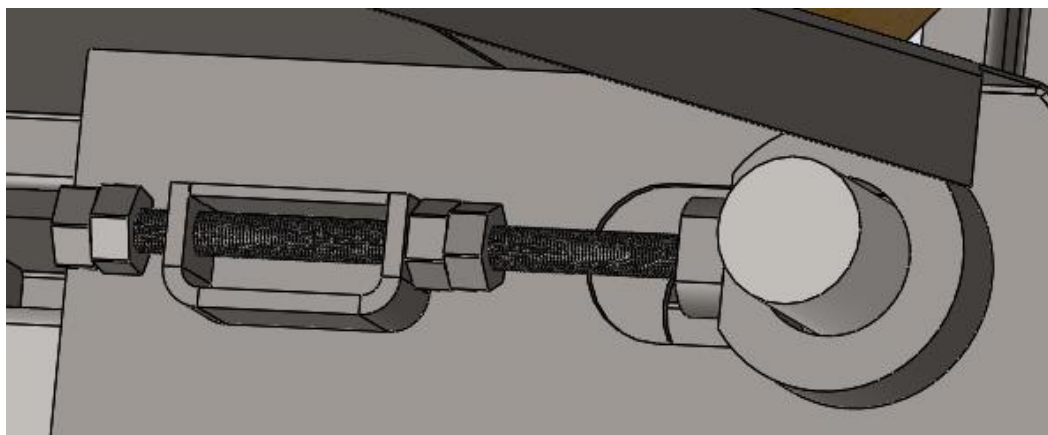
El tensor està format per planxes d'acer, una rodó calibrat roscat i 4 femelles del mètric corresponent.



Il·lustració 114 Detall tensor [Font: SOLIDWORKS]

L'eix de la cadena es col·loca juntament amb el coixinet al forat. La base del tensor s'uneix al bastidor mitjançant cordons de soldadura. La vareta roscada es solda a la peça concèntrica a l'eix de de la cadena. Al girar la femella d'allargament no podrà avançar perquè tocarà amb la base del tensor, això farà que la vareta roscada es desplaci en direcció contrària i així és com es crearà la tensió de la cadena. Les femelles de retenció serveixen perquè la vareta roscada no s'escapi de la base del tensor. Tant en la femella d'allargament com en la de retenció s'hi ha col·locat una femella auxiliar per comprimir-la contra la femella que fa la feina i així evitar que les femelles es desplacin a causa de les vibracions creades pel funcionament del remolc o durant el transport.

Cal assegurar que els dos tensors estan desplaçats la mateixa longitud, ja que sinó podrien desgastar en excés una banda i provocar un mal funcionament de la cadena.



Il·lustració 115 Muntatge Tensor [Font: SOLIDWORKS]

La part més crítica del tensor és el calibrat roscat, ja que quan està en la seva elongació màxima és un element esvelt i això disminueix la seva resistència a compressió. Es necessari determinar quin és el mètric correcte pel seu ús i la qualitat que ha de tenir.

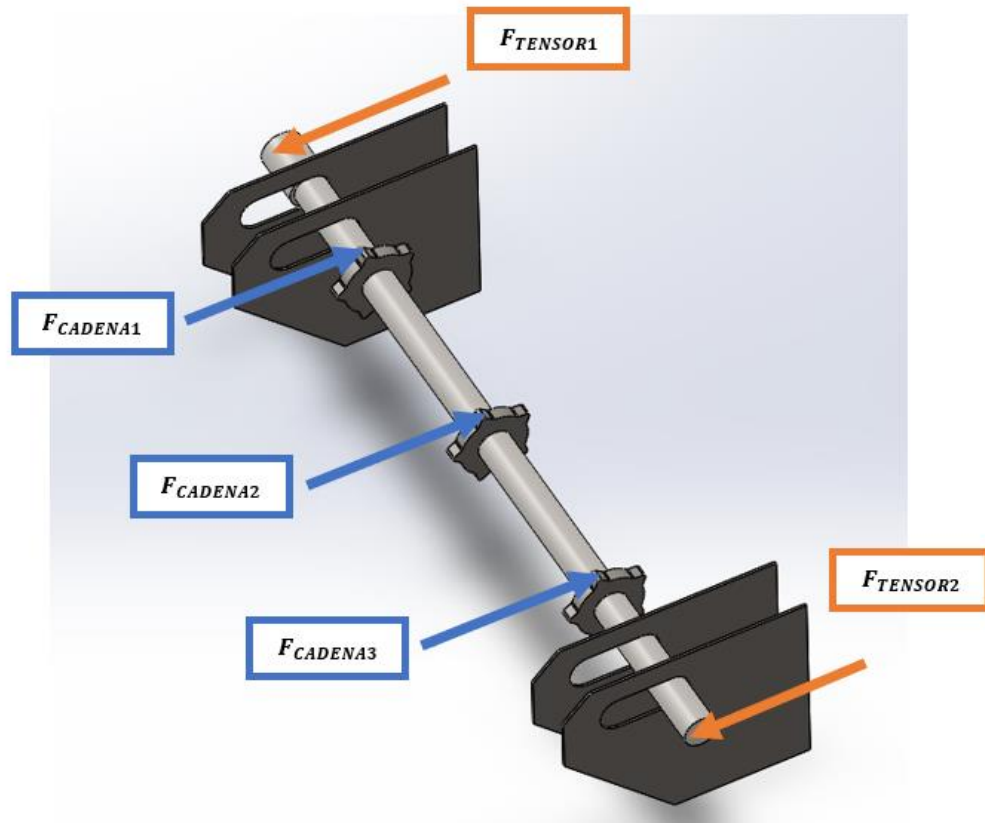
Primerament s'ha de calcular la força màxima que haurà de suportar cada tensor. La força màxima es proporcionarà quan el moment de l'eix és màxim, es a dir 5.000 N·m, el màxim que pot aguantar el reductor.

$$M_{EIX} = F_{CADENA} \cdot \Delta z \quad (\text{Eq. 2.73.})$$

$$F_{CADENA} = \frac{M_{EIX}}{\Delta z} \quad (\text{Eq. 2.74.})$$

$$F_{EIX} = \frac{5.000}{0,07} = 71.428,57 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.75.})$$

$$F_{CADENA} = \frac{F_{EIX}}{3} = 23.809,53 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.76.})$$



Il·lustració 116 Representació forces tensor [Font: SOLIDWORKS]

Les forces de les cadenes estan centrades i distanciades uniformement del centre de l'eix. Per tant la força del tensor 1 i del tensor 2 serà igual i signe contrari al de la força de la cadena.

$$F_{TENSOR1} = F_{TENSOR2} \quad (\text{Eq. 2.77.})$$

$$F_{CADENA1} + F_{CADENA2} + F_{CADENA3} = 2 \cdot F_{TENSOR1} \quad (\text{Eq. 2.78.})$$

$$23.809,53 \cdot 3 = 2 \cdot F_{TENSOR1} \quad (\text{Eq. 2.79.})$$

$$F_{TENSOR1} = \frac{23.809,53 \cdot 3}{2} = 35.714,30 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.80.})$$

$$F_{TENSOR2} = 35.714,30 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.81.})$$

Una vegada s'ha calculat la força que haurà d'aguantar el tensor s'ha de definir la metodologia de dimensionament del calibrat roscat. El càlcul es realitzarà amb les mesures d'un calibrat roscat M20. La resistència a compressió d'un cargol es calcula mitjançant l'expressió 2.82.. [3]

$$F_{b,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\gamma_{Mb}} \quad (\text{Eq. 2.82.})$$

El factor α és el menor entre quatre possibles valors que es calculen a partir de les següents operacions:

$$\alpha = \frac{e_1}{3 \cdot d_0} \quad (\text{Eq. 2.83.})$$

$$\alpha = \frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4} \quad (\text{Eq. 2.84.})$$

$$\alpha = \frac{f_{ub}}{f_u} \quad (\text{Eq. 2.85.})$$

$$\alpha = 1 \quad (\text{Eq. 2.86.})$$

$d \rightarrow$ Diàmetre del cargol [mm]

$t \rightarrow$ Gruix de la planxa [mm]

$e_1 \rightarrow$ Distància al extrem frontal [mm]

$d_0 \rightarrow$ Diàmetre del forat [mm]

$p_1 \rightarrow$ Separació entre cargols [mm]

$f_u \rightarrow$ Resistència última de la planxa d'acer [N/mm²]

$f_{ub} \rightarrow$ Resistència última a tracció del cargol [N/mm²]

$\gamma_{Mb} \rightarrow$ Coeficients parcials de resistència

El primer que cal fer és calcular quin serà el valor de α .

$$\alpha = \frac{e_1}{3 \cdot d_0} = \frac{132}{3 \cdot 18,5} = 2,378 \quad (\text{Eq. 2.87.})$$

$$\alpha = \frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4} \quad (\text{Eq. 2.88.})$$

El factor p_1 en aquest cas no es pot aplicar perquè és l'únic cargol del tensor.

$$\alpha = \frac{f_{ub}}{f_u} \quad (\text{Eq. 2.89.})$$

Taula 4 Valors nominals del límit elàstic i resistència de cargols [Font: INGEMECHANICA]

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Tipo de tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

La qualitat del cargol que s'utilitzarà és la 8.8, ja que és la més utilitzada al mercat i és la opció més econòmica.

La planxa d'acer que precedeix al cargol té un espessor de 8mm i la qualitat de l'acer és S275.

Taula 5 Tensió de ruptura de l'acer en funció del gruix i la qualitat del material [Font: PRONTUARIOS DE INGENIERIA CIVIL]

CTE DB SE-A (aceros en chapas y perfiles) Designación	espesor nominal t (mm)			
	Tensión de límite elástico f_y (N/mm ²)			Tensión de rotura f_u (N/mm ²)
	t ≤ 16	16 < t ≤ 40	40 < t ≤ 63	3 ≤ t ≤ 100
S235	235	225	215	360
S275	275	265	255	410
S355	355	345	335	470
S450	450	430	410	550

$$\alpha = \frac{f_{ub}}{f_u} = \frac{800}{410} = 1,9512 \quad (\text{Eq. 2.90.})$$

El valor menor és 1, per tant aquest serà el valor de α .

El factor γ_{Mb} és un factor de seguretat parcial, normalment per cargols s'utilitza el valor 1,25.

$$F_{b,RdM20} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 800 \cdot 17 \cdot 8}{1,25} = 217.600,00 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.91.})$$

$$F_{TENSOR} = 35.714,30 \text{ N}$$

Es pot calcular el factor de seguretat del cargol mitjançant l'expressió 2.92..

$$F.S. = \frac{F_{b,RdM20}}{F_{TENSOR}} = \frac{217.600,00}{35.714,30} = 7,6 \quad (\text{Eq. 2.92.})$$

El factor de seguretat és excessiu ja que un calibrat de M20 no és molt comú i seria més còmode per l'usuari un mètric inferior amb un factor de seguretat menor. Per tant és farà el càlcul amb un calibrat de M12.

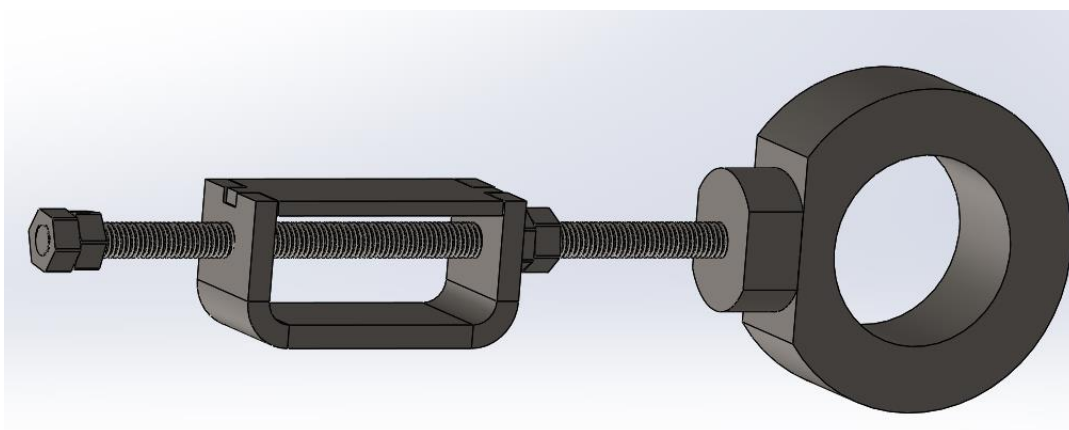
$$\alpha = \frac{e_1}{3 \cdot d_0} = \frac{132}{3 \cdot 10,2} = 4,31 \quad (\text{Eq. 2.93.})$$

$$\alpha = \frac{f_{ub}}{f_u} = \frac{800}{410} = 1,9512 \quad (\text{Eq. 2.94.})$$

$$F_{b,RdM12} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 800 \cdot 10 \cdot 8}{1,25} = 128.000,00 \text{ N} \quad (\text{Eq. 2.95.})$$

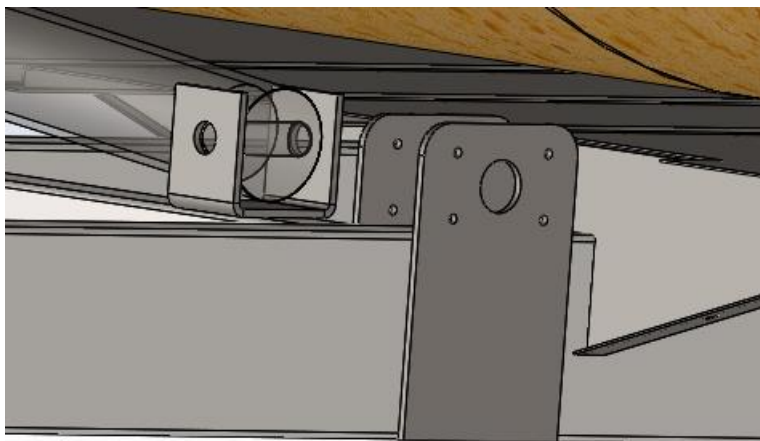
$$F.S. = \frac{F_{b,RdM12}}{F_{TENSOR}} = \frac{128.000,00}{35.714,30} = 3,58 \quad (\text{Eq. 2.96.})$$

Un factor de seguretat de 3,58 és correcte.



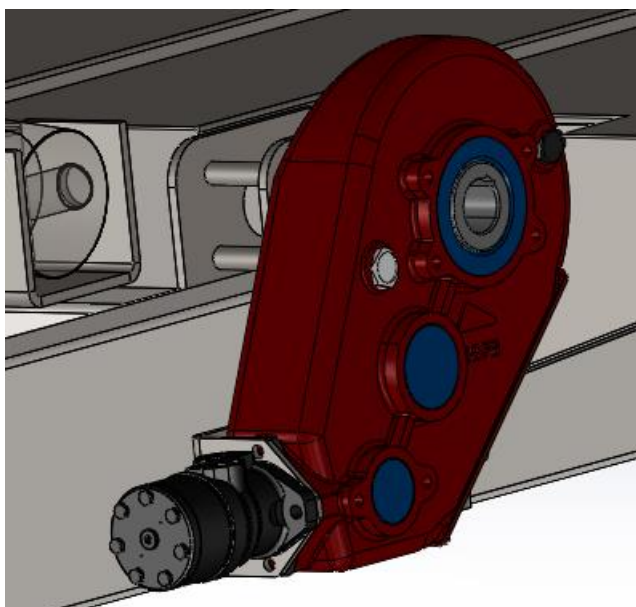
Il·lustració 117 Tensor M12 [Font: SOLIDWORKS]

Una vegada estan col·locats els tensors cal dissenyar les subjeccions pel reductor i pel motor hidràulic. Es col·locaran a la part davantera del remolc per evitar moure l'eix que s'uneix al reductor.



Il·lustració 118 Suport eix davanter [Font: SOLIDWORKS]

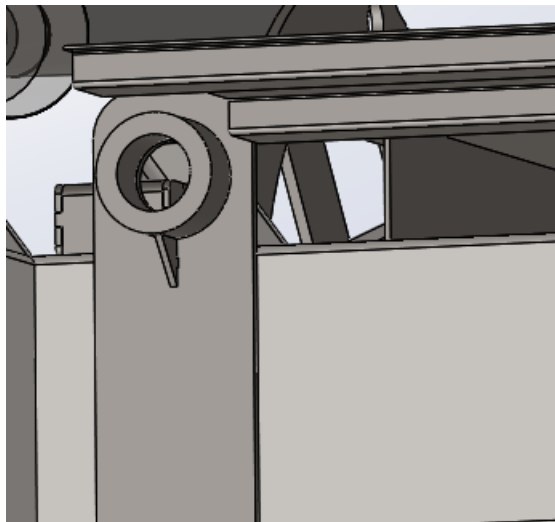
Les subjeccions són dues planxes tallades amb làser i s'uneixen al bastidor mitjançant cordons de soldadura. Entre les dues planxes s'hi col·locarà 4 separadors per evitar que les planxes es dobleguin.



Il·lustració 119 Col·locació Reductor + Motor [Font: SOLIDWORKS]

El reductor es subjectarà a la seva posició fent servir varetes roscades de M14 que travessaran els dos suports i es collaran amb femelles als dos extrems. El motor s'unirà al reductor amb cargols de M12X50mm.

A l'altre extrem del bastidor també s'ha de col·locar un suport per aguantar l'eix, en aquesta banda del bastidor no hi ha prou espai per col·locar-hi suports com els anteriors, de manera que s'ha de dissenyar un especial per aquesta banda.



Il·lustració 120 Suport davanter-2 [Font: SOLIDWORKS]

Quan es tenen els suports col·locats i el reductor connectat amb el motor es pot posar l'eix i els 3 pinyons que faran moure la cadena.

En aquest cas també s'utilitzaran coixinets, a la banda del reductor s'utilitzarà 1 coixinet idèntic al del eix posterior, per tant les mesures i les toleràncies seran les mateixes. Cal buscar un coixinet que no tingui subjecció transversal per l'altre banda de l'eix però que tingui les mateixes característiques i unes toleràncies semblants o compatibles amb les de l'altre coixinet.

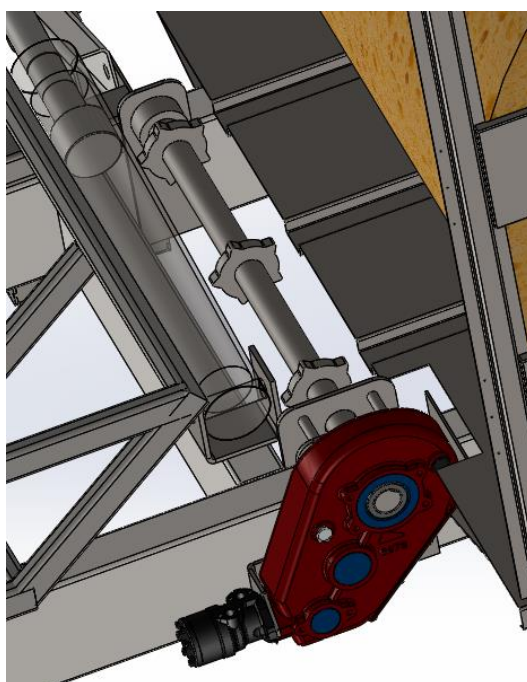


Il·lustració 121 Coixinet GSM-6065-30 [Font: IGUS]

L'article escollit és del proveïdor IGUS i té la següent referència; GSM-6065-30 . El diàmetre interior és de 60mm, l'exterior de 65mm i la llargada és de 30 mm.

La tolerància del forat per col·locar el coixinet és una H7, que numèricament per una mesura nominal de 65 mm equival a $\begin{matrix} +0,030\text{ mm} \\ -0,000\text{ mm} \end{matrix}$. La tolerància del forat s'hauria de mecanitzar per assolir les toleràncies adequades, ja que amb l'acabat del làser no és suficient.

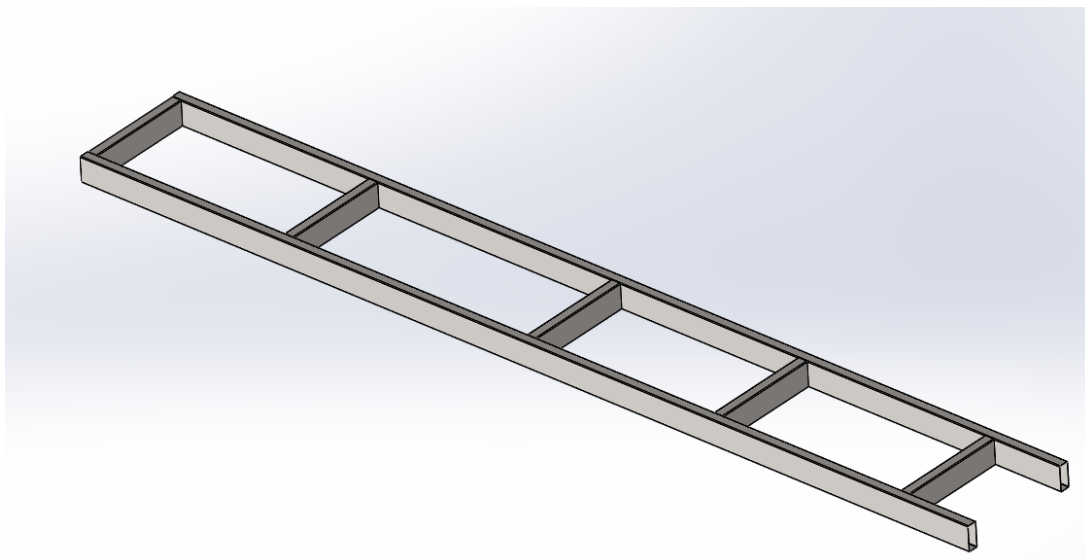
La tolerància de l'eix per poder unir el coixinet és una h9, que numèricament per una mesura nominal de 60 mm equival a $\begin{matrix} +0,000\text{ mm} \\ -0,074\text{ mm} \end{matrix}$.



Il·lustració 122 Muntatge eix davanter [Font: SOLIDWORKS]

2.6. Bastidor

El bastidor és una estructura tubular rectangular de 250 x 100 x 8mm. És la part encarregada de suportar el pes del remolc i distribuir la càrrega als eixos i a la llança.



Il·lustració 123 Bastidor [Font: SOLIDWORKS]

El tipus de tub s'ha escollit fent una recerca al mercat i seleccionant models de remolcs de longitud i pes similars per ajustar les necessitats del remolc.

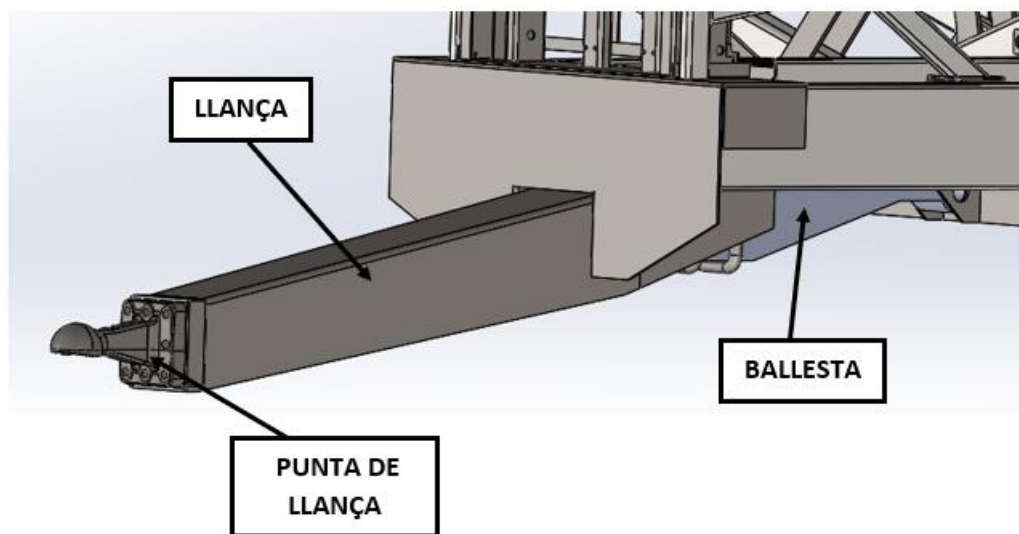
L'amplada del bastidor s'ha dissenyat de manera que el sistema de suspensió es pugui soldar directament als tubs sense necessitat de utilitzar cap tipus de suport per distribuir la càrrega.

La llargada s'ha dissenyat per tal de que la capacitat de càrrega sigui la major possible però sempre tenint en compte les dimensions màximes permeses i la maniobrabilitat del remolc.

S'ha afegit 5 seccions transversals per donar més rigidesa al conjunt i així disminuir la flexió i la torsió del bastidor.

2.7. Sistema d'acoblament

Aquest sistema s'encarrega de transmetre la força tractora del vehicle motriu al que és remolcat. Al mateix temps també transmet una part de la força vertical del remolc exercida per la càrrega que es transporta i el propi pes del remolc. També és la part encarregada de suportar part del pes quan el remolc està desacoblat del tractor.



Il·lustració 124 Detall sistema acoblament [Font: SOLIDWORKS]

2.7.1. Llança

La llança és l'estructura on es col·loquen tots els elements del sistema d'acoblament. La seves dimensions són essencials per la maniobrabilitat del remolc, angle d'inclinació i distribució de la càrrega.

La llargada de la llança influirà en el radi de gir mínim del conjunt, com és gran sigui la llargada major és el radi de gir. Per altra banda, la normativa estableix una llargada màxima total del remolc de 12 metres (segons l'apartat 2.1. de l'Annex I de la DIRECTIVA 2009/144/CE del PARLAMENT EUROPEU I DEL CONSELL de 30 de Novembre de 2009) de manera que no és convenient que sigui molt llarga perquè això resta espai de càrrega útil. [1]

Un dels altres aspectes en el que la llargada és important és en el càlcul del pes a l'acoblament. Per normativa s'estableix que la màxima força a l'acoblament no pot suportar és de 3.000 kg (segons

l'apartat 3.3. de l'Annex IV de la DIRECTIVA 2009/144/CE del PARLAMENT EUROPEU I DEL CONSELL de 30 de Novembre de 2009) o 4.000 kg en el cas dels acoblaments de ròtula. De manera que com més allunyat estigui l'acoblament del bastidor major serà la reacció a l'acoblament. [2]

L'alçada de la llança respecte a la superfície és important que sigui el més similar possible a la del tractor, ja que així es redueix la càrrega a l'acoblament perquè augmenta l'àrea de contacte entre les dues parts i redueix la tensió.

2.7.2. Punta de llança

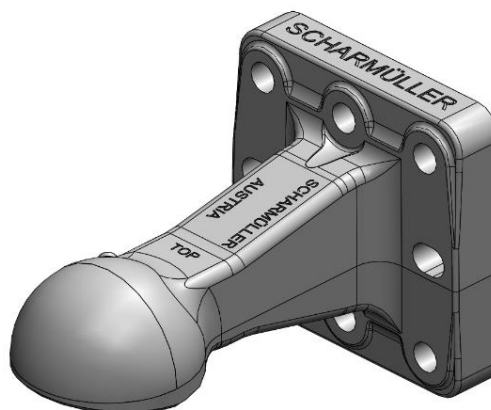
La punta de llança està situada a la part que està en contacte amb el tractor. Permet al remolc seguir la trajectòria del tractor.

Aquesta part ha d'haver passat unes proves d'homologació per poder col·locar-les en un vehicle, per raons econòmiques el millor és escollir un element de compra ja homologat que compleixi amb els requeriments del remolc que s'està dissenyant.

Hi ha varies formes d'acoblament en funció de les necessitats motrius del remolc i les capacitats del tractor.

La punta de llança en forma de bola fa servir el mateix sistema que el que s'utilitza en cotxes. Això permet un gir vertical superior als 20º per superar amb major facilitat els canvis de pendent i un gir horitzontal de més de 60º per poder maniobrar amb major facilitat i poder circular per corbes tancades. Un altre dels avantatges és que la unió té poc joc i això provoca un desgast menor que en altres puntes de llança.

El producte escollit és l'article 00.650.82.0-A02 del fabricant SCHARMÜLLER.



Il·lustració 125 Punta de llança 00.650.82.0-A02 de SCHARMÜLLER [Font: SCHARMÜLLER]

Un dels inconvenients és que el cost econòmic és superior als altres tipus, a causa de la complexitat de fabricació.

En cas de que el client no disposi del sistema d'acoblament idoni per remolcar aquest tipus de punta de llança es pot canviar per un altre tipus. Com que el pes que es carrega a la punta de llança és inferior a 3.000 kg es pot utilitzar un altre sistema que permet la normativa. Serà necessari que tingui les mateixes subjeccions que l'anterior i que hagi passat les proves pertinents d'homologació.

2.7.3. Ballesta

Per millorar la circulació del conjunt es pot instal·lar una ballesta entre la llança i el bastidor, ajuda a esmorteir les irregularitats del terreny i reduir la tensió que ha d'absorbir l'acoblament al sortir de sots o passar per sobre dels guals de la carretera.

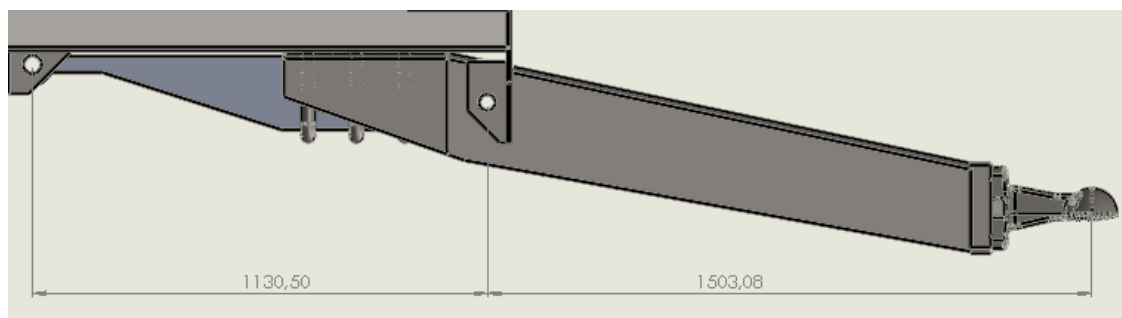
Per escollir la ballesta necessària s'ha fer un càlcul de forces per saber quina és la sol·licitació a la ballesta. El proveïdor indica quin és el càlcul a fer segons la disposició de la llança respecte el bastidor.



Il·lustració 126 Càlcul dimensionament ballesta [Font: GEPLASMETAL]

Cal extreure les mesures reals de la llança i la resta de components. La punta de llança pot arribar a aguantar fins a 4.000 kg. Però no es calcularà amb el pes màxim ja que no es convenient recolzar tanta part del pes en un remolc que completament carregat possiblement no arribi als 12.000 kg.

Al recolzar menor part del pes al tractor s'aconsegueix una vida útil major dels components d'acoblament del tractor.



Il·lustració 127 Mesures sistema d'acoblament [Font: SOLIDWORKS]

S'estableix que la càrrega a la punta de la llança serà de 2.500 kg com a màxim. A partir d'aquest valor es pot calcular la sol·licitació de la ballesta i seleccionar quina és la adequada. Amb la equació 2.97..

$$P = 2.500 \text{ Kg}$$

$$P_{BALLESTA} = \frac{P \cdot L_6}{L_5} = \frac{2.500 \cdot 1503,06}{1130,50} = 3323,88 \text{ Kg} \quad (\text{Eq. 2.97.})$$

El catàleg del fabricant ofereix una ballesta que pot aguantar 3935 Kg. És un valor superior al calculat, però la ballesta d'un rang inferior pot suportar una càrrega inferior a la que es necessita.

La ballesta escollida és del fabricant ADR GEPLASMETAL i té la referència 4192005 (R120P312).

2.8. Eix Tàndem

Per suportar la major part del pes remolc s'utilitzaran dos eixos paral·lels a les rodes motrius. Els eixos aniran acompanyats d'un sistema de suspensió per esmorteir els sots de la carretera durant el transport i assegurar que la càrrega no es mogui amb tanta facilitat.

El número d'eixos que s'han de col·locar ve determinat per la normativa que dictamina quines són les càrregues màximes que pot suportar un eix, que és de 9.000 Kg per eix. El pes de les bales que pot portar el remolc és superior a 6.000 kg i el pes del remolc serà de 5.000 kg aproximadament. Per no ajustar el pes al màxim es posaran dos eixos. Els eixos escollits són del fabricant ADR GEPLASMETAL i tenen la referència següent, AA0UA1VCN046. Poden suportar fins a 10.000 Kg a una velocitat de 80Km/h. Una altra de les característiques importants de l'elecció dels eixos és la gran amplada, ja que amb l'amplada màxima augmenta l'estabilitat del conjunt. Els eixos també incorporen frens de tambor.



Il·lustració 128 Eix simple amb frens de tambor AA0UA1VCN046 de GEPLASMETAL [Font: GEPLASMETAL]

En cas de que el client necessiti una major maniobrabilitat és pot substituir l'eix posterior per un eix direccional, d'aquesta manera el remolc és més àgil i permet fer corbes més tancades. Però cal tenir en compte que augmenta el preu, ja que els eixos direccionals són més cars i la seva instal·lació és més difícil d'ajustar.

Pel sistema de suspensió s'ha escollit un tàndem. Aquest tipus de suspensió és més adequat pel transport que altres opcions ja que reparteixen la càrrega en més punts del bastidor.

El tàndem escollit és del fabricant ADR GEPLASMETAL i té la referència següent, KC2121C3N103B. S'adapta a les dimensions dels eixos i permet aguantar una càrrega de 14.000 Kg.



Il·lustració 129 Sistema de suspensió tàndem KC2121C3N103B de GEPLASMETAL [Font: GEPLASMETAL]

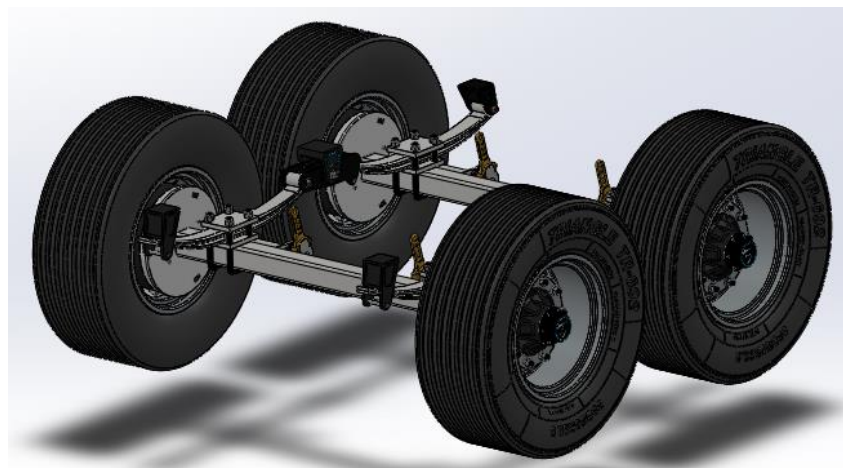
Finalment cal escollir unes rodes i unes llantes per completar l'eix tàndem. Les llantes s'han d'ajustar a les especificacions dels eixos i tenir una amplada adequada per no xocar amb el bastidor no superar les dimensions màximes permeses. També cal assegurar que pot aguantar el pes que es transmet als eixos.

Les rodes no és necessari que tinguin tacs ja que no són motrius, però si que han de tenir tracció perquè els eixos porten frens. El proveïdor és INDUSTRIAS MANRIQUE i el codi de referència és el 319022038508. Són de 22,5", 385/65R-22.5. La llanta té una denominació 281-335-10.



Il·lustració 130 Roda + llanta 319022038508 INDUSTRIAS MANRIQUE [Font: INDUSTRIAS MANRIQUE]

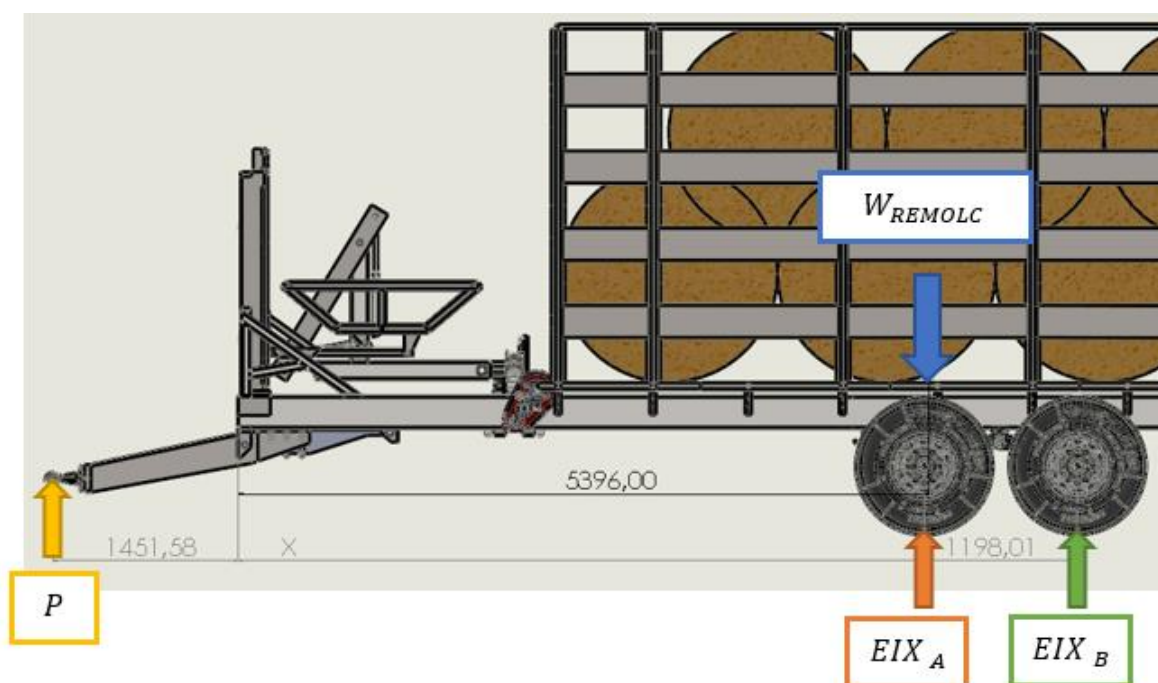
A continuació es mostra com seria el tàndem amb tots els components muntats al lloc que els hi toca.



Il·lustració 131 Conjunt tàndem [Font: SOLIDWORKS]

Una vegada s'ha decidit quins components subjectaran la major part del pes de remolc, cal calcular quina és la seva posició. El posicionament del tàndem és molt important per calcular la quantitat de sol·licitació que aguanta la punta de llança. A l'apartat anterior s'ha limitat l'esforç de la punta de llança a 2.500 kg. S'haurà de calcular la posició del tàndem de manera que en cap cas es superi aquest valor.

Primerament cal buscar quin és el pes del remolc completament carregat i quin és el seu centre de gravetat. El pes total del remolc és de 12.000 Kg.



Il·lustració 132 Posicionament tàndem [Font: SOLIDWORKS]

Per determinar el valor de les tres incògnites s'ha de crear una igualtat entre les forces de l'eix A i l'eix B. D'aquesta manera es tenen 3 equacions independents i es pot resoldre el sistema. Les equacions 2.98., 2.99. i 2.100..

$$F_B = 0,8 \cdot F_A \quad (\text{Eq. 2.98.})$$

La força a l'eix B sempre serà menor a la força de A, perquè per igualtat de moments en un punt, el punt A sempre serà més pròxim que el B i com a conseqüència la força A haurà de ser major que la B.

$$\sum M_A = 0 + \circlearrowleft \quad (\text{Eq. 2.99.})$$

$$\sum F_{VERTICAL} = 0 + \uparrow \quad (\text{Eq. 2.100.})$$

Es desenvolupen les formules i s'obté el següent sistema d'equacions:

$$\sum M_A = W \cdot (x - 5396) - P \cdot (1451,58 + x) + 0,8 \cdot F_A \cdot 1198 = 0 \quad (\text{Eq. 2.101.})$$

$$\sum F_{VERTICAL} = -W + P + F_A + 0,8 \cdot F_A = 0 \quad (\text{Eq. 2.102.})$$

$$\sum M_A = 12.000 \cdot (x - 5396) - 2.500 \cdot (1451,58 + x) + 0,8 \cdot F_A \cdot 1198 = 0 \quad (\text{Eq. 2.103.})$$

$$\sum F_{VERTICAL} = -12.000 + 2.500 + F_A + 0,8 \cdot F_A = 0 \quad (\text{Eq. 2.104.})$$

$$F_A = 5.277,77 \text{ Kg } \uparrow$$

$$F_B = 4.222,22 \text{ Kg } \uparrow$$

$$x = 6665,55 \text{ mm}$$

Aquestes són les forces màximes que haurà d'aguantar l'eix, però el remolc descarregat té una altra distribució de la càrrega i s'ha de calcular quina és la sol·licitació a la punta de llança i als eixos. Per calcular les forces s'utilitza la mateixa metodologia que en el càlcul anterior però en aquest cas les incògnites són F_A , F_B i P .

El pes del remolc buit és de 3.500 kg i el centre de gravetat està a 4429 mm respecte l'origen agafat en el càlcul anterior.

$$\sum M_A = W \cdot (6665,55 - 4429,05) - P \cdot (1451,58 + 6665,55) + 0,8 \cdot F_A \cdot 1198 = 0 \quad (\text{Eq. 2.105.})$$

$$\sum F_{VERTICAL} = -W + P + F_A + 0,8 \cdot F_A = 0 \quad (\text{Eq. 2.106.})$$

$$\sum M_A = 3.500 \cdot (6665,55 - 4429,05) - P \cdot (1451,58 + 6665,55) + 0,8 \cdot F_A \cdot 1198 = 0$$

$$\sum F_{VERTICAL} = -3.500 + P + F_A + 0,8 \cdot F_A = 0 \quad (\text{Eq. 3.207.})$$

$$F_A = 1321,97 \text{ Kg } \uparrow$$

$$P = 1120,46 \text{ Kg } \uparrow$$

$$F_B = 1057,58 \text{ Kg } \uparrow$$

Durant la càrrega la major part del pes es concentra a la part de davantera del remolc, el que pot causar una força a la punta de llança major a la desitjada. S'ha buscat la configuració de bales més perjudicial durant la càrrega i s'ha calculat la força a la punta de llança i als eixos.



Il·lustració 133 Càrrega crítica [Font: SOLIDWORKS]

$$\sum M_A = W \cdot (6665,55 - 4281,64) - P \cdot (1451,58 + 6665,55) + 0,8 \cdot F_A \cdot 1198 = 0 \quad (\text{Eq. 2.108.})$$

$$\sum F_{VERTICAL} = -W + P + F_A + 0,8 \cdot F_A = 0 \quad (\text{Eq. 2.109.})$$

$$\sum M_A = 7315 \cdot (6665,55 - 4281,64) - P \cdot (1451,58 + 6665,55) + 0,8 \cdot F_A \cdot 1198 = 0$$

$$\sum F_{VERTICAL} = -7315 + P + F_A + 0,8 \cdot F_A = 0 \quad (\text{Eq. 2.110.})$$

$$F_A = 2693,68 \text{ Kg } \uparrow$$

$$P = 2466,38 \text{ Kg } \uparrow$$

$$F_B = 2154,94 \text{ Kg } \uparrow$$

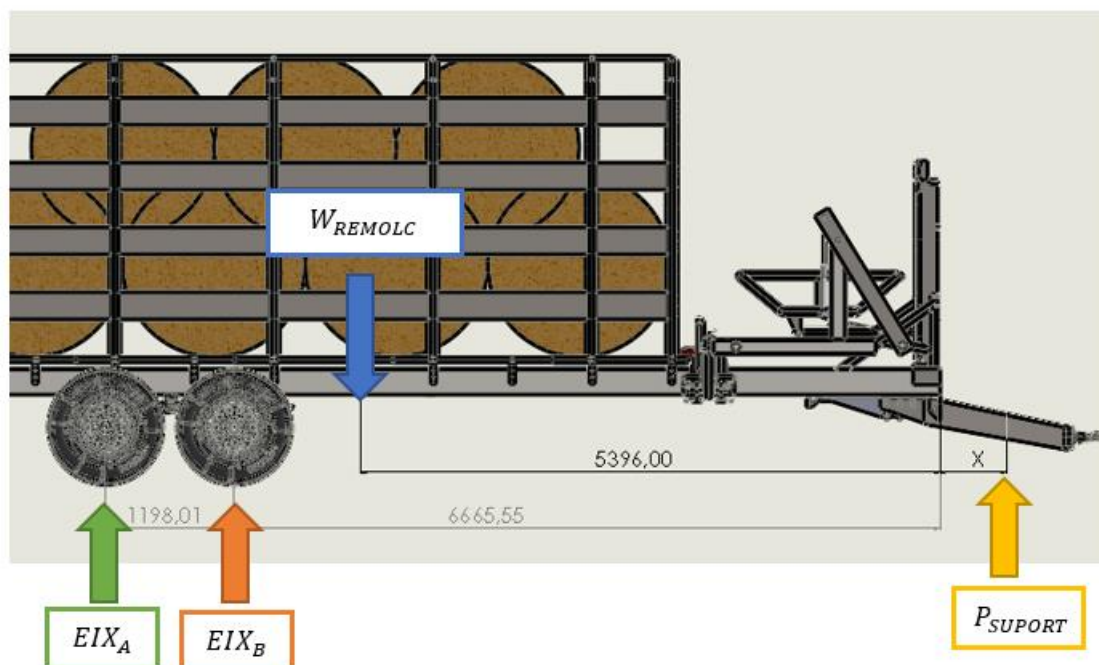
La força a la punta de llança (P) és inferior a la establerta a l'apartat del dimensionament de la ballesta. Per tant la ballesta aguantarà la càrrega de les bales de la figura anterior.

2.8.1. Peu de suport

Una vegada sabem la posició del tàndem es pot calcular la posició del peu suport.

Quan el remolc no està enganxat al tractor aquest element és el que s'encarrega d'aguantar la força de la part davantera del remolc. Majoritàriament el peu de suport s'utilitza quan no hi ha càrrega (per estacionament), tot i que en alguns casos es podria arribar a utilitzar amb càrrega, per exemple en cas d'averia del tractor.

El mètode de càlcul és molt similar al de la punta de llança.



Il·lustració 134 Posicionament peu suport [Font: SOLIDWORKS]

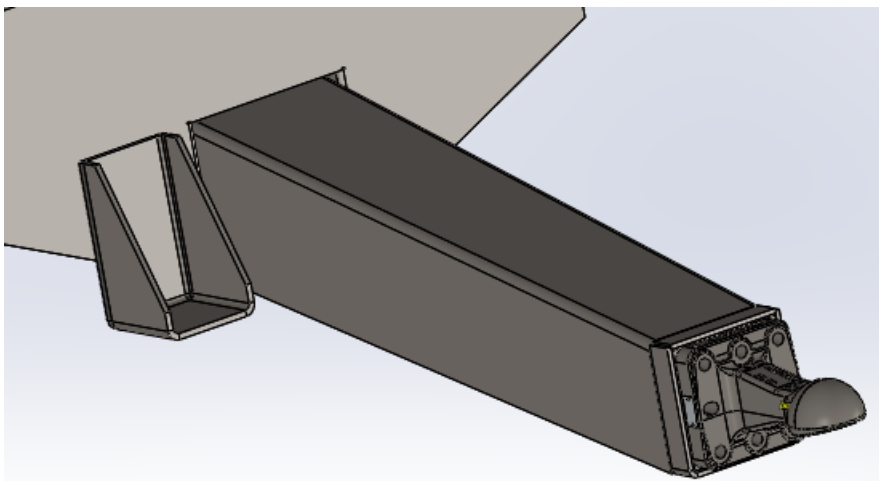
El tipus escollit és un peu hidràulic de simple efecte amb bomba manual. Aquest sistema pot exercir més força que altres opcions del mercat i té una gran facilitat d'ús per l'usuari. L'oli es fa circular al pistó mitjançant una bomba manual i s'agafa del diposit que té a la part inferior, el pistó té un tub de retorn que fa circular l'oli de nou al diposit. Aquest sistema permet plegar el peu hidràulic sense haver de realitzar una carrera llarga.

Per plegar el peu primer s'ha d'alliberar el pes del remolc, després s'ha de treure el passador de la part superior esquerra. A continuació es fa rotar el peu i s'encaixa el passador a l'altre forat. D'aquesta manera el peu queda en posició horitzontal.



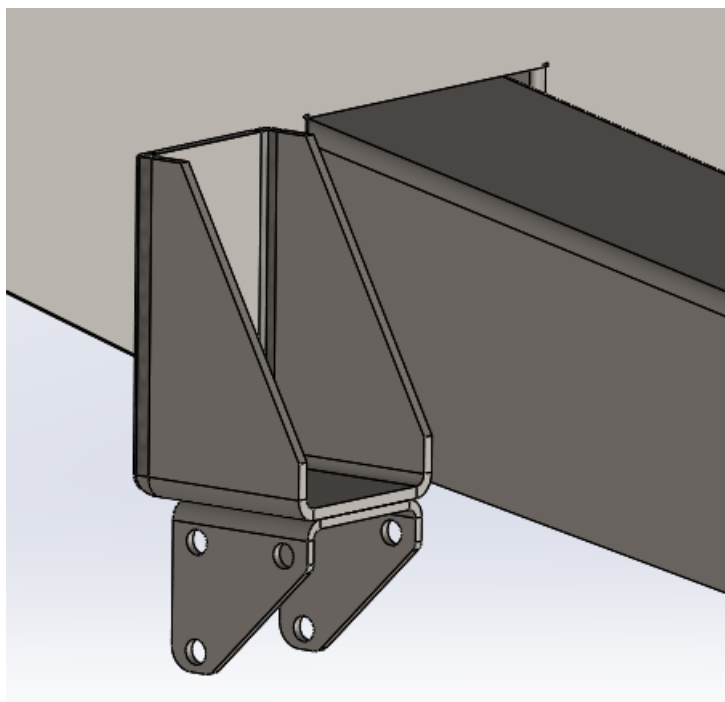
Il·lustració 135 Peu suport + bomba manual CIRCOSA [Font: CIRCOSA]

Per adaptar les dimenisions del peu hidràulic a les de la llança és necessari dissenyar una subjecció per transmetre el pes del remolc al peu. També s'ha decidit que el peu suport es col·locarà a la mateixa banda que el braç manipulador, ja que és el costat on hi ha més pes.



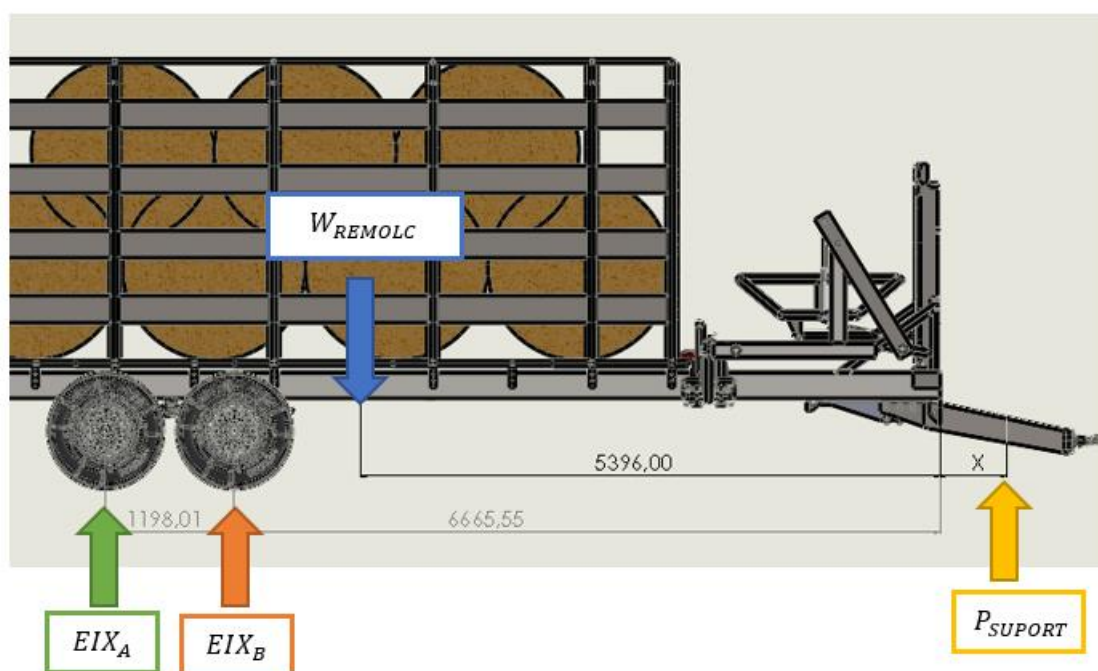
Il·lustració 136 Subjecció peu suport [Font: SOLIDWORKS]

La subjecció es soldarà a la part que uneix el bastidor i la llança. S'ha escollit soldar la subjecció en aquesta part perquè és més senzill de col·locar i més fàcil de manipular.



Il·lustració 137 Muntatge peu suport [Font: SOLIDWORKS]

La distància X és de 103mm. Sabent la distància és pot saber quina és la càrrega al peu suport i al eixos. S'utilitzarà la mateixa metodologia que a l'apartat anterior, mitjançant la equació 2.111..



Il·lustració 138 Representació càrrega peu suport [Font: SOLIDWORKS]

$$F_B = 0,8 \cdot F_A \quad (\text{Eq. 2.111.})$$

$$\sum M_A = W \cdot (6665,55 - 5396) - P_{SUPPORT} \cdot (103 + 6665,55) + 0,8 \cdot F_A \cdot 1198 = 0 \quad (\text{Eq. 2.112.})$$

$$\sum F_{VERTICAL} = -W + P_{SUPPORT} + F_A + 0,8 \cdot F_A = 0 \quad (\text{Eq. 2.113.})$$

$$\sum M_A = 12.000 \cdot (6665,55 - 5396) - P_{SUPPORT} \cdot (103 + 6665,55) + 0,8 \cdot F_A \cdot 1198 = 0$$

$$\sum F_{VERTICAL} = -12.000 + P_{SUPPORT} + F_A + 0,8 \cdot F_A = 0$$

$$F_A = 5.021,23 \text{ Kg } \uparrow$$

$$F_B = 4.016,98 \text{ Kg } \uparrow$$

$$P_{SUPPORT} = 2.961,78 \text{ Kg } \uparrow$$

El peu suport pot aguantar 5.700 kg de càrrega vertical. Per tant la selecció del peu suport és correcta.

2.9. Pintura

La pintura és una part essencial del remolc, per allargar la seva vida útil evitant el deteriorament de les peces. S'ha escollit utilitzar acer i recobrir-lo amb pintura perquè és la opció més econòmica que ofereix el mercat, a més hi ha peces que no estan disponibles en les opcions que no requereixen recobriment, com l'acer inoxidable o l'alumini.

La funció principal de la pintura és protegir l'acer de la oxidació i de l'erosió. Si es deteriorés en excés podria perdre propietats mecàniques i causar deformacions plàstiques o fins i tot ruptures que podrien debilitar la integritat estructural del remolc.

Els colors escollits per pintar el remolc són el RAL 5005 i el RAL 1026. La major part del remolc es recobrirà amb el RAL 5005. [5]



Il·lustració 139 Pintura amb la codificació RAL [Font: GOOGLE IMATGES]

El color blau serà el color principal del remolc, es pintarà la superfície, el bastidor i les parts que s'uneixen amb cordons de soldadura al bastidor. El color groc s'utilitzarà per les parts que tenen unions fàcilment desmuntables i algunes parts mòbils.

S'ha decidit utilitzar el color groc per ajudar a diferenciar algunes parts del remolc per part de l'usuari i per quan es transporta per carretera per facilitar la visualització de les dimensions del remolc als altres conductors de la via.



Il·lustració 140 Braç Manipulador pintat [Font: SOLIDWORKS]

El braç manipulador es pintarà amb dues tonalitats per diferenciar els elements mòbils del conjunt i facilitar la utilització per part de l'usuari quan s'ha de carregar les bales al remolc.



Il·lustració 141 Remolc pintat [Font: SOLIDWORKS]

En aquesta imatge es pot apreciar el contrast que colors que facilitarà la visualització del remolc per carretera.

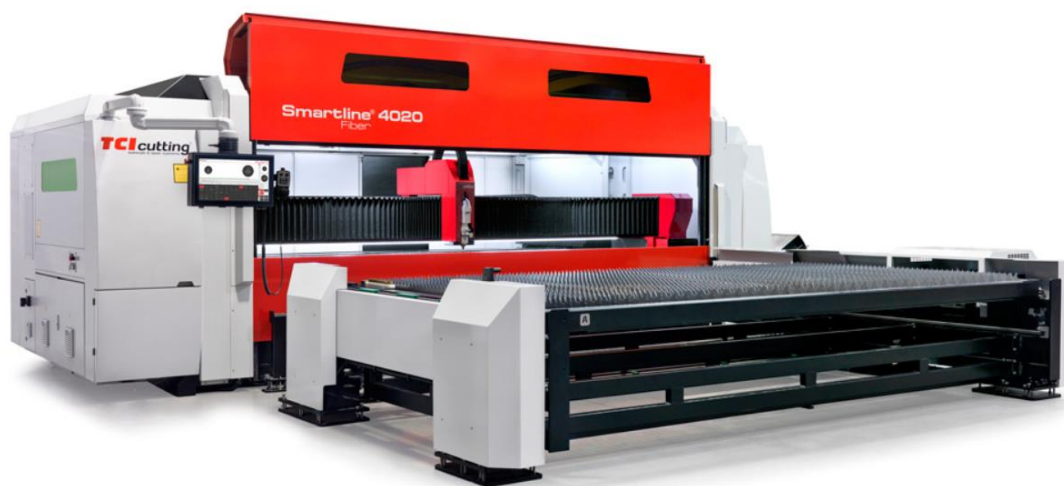
3. Anàlisi de l'impacte ambiental

En aquest apartat es tracta d'avaluar els possibles efectes del remolc al medi ambient. S'ha diferenciat dos apartats, en el primer s'analitzarà l'impacte ambiental durant la fabricació del remolc i en el segon s'avaluarà els efectes durant el funcionament del remolc.

3.1. Fabricació

La part més destacable és la quantitat d'energia que es necessita per fabricar el remolc, ja que és un procés que implica moltes hores de feina i involucra moltes màquines, com soldadors, plegadores, làser...

En el cas de les plegadores només es consumeix energia elèctrica provinent de la xarxa. En canvi els soldadors i el làser també utilitzen gasos, que generen residus perjudicials pel medi ambient.



Il·lustració 142 Làser de TCI Cutting [Font: TCI CUTTING]

A l'hora de fabricar el material també hi ha un consum d'energia elevat, per exemple el cas de l'empresa metal·lúrgica que conforma les planxes d'acer o el fabricant dels pneumàtics. Que han de transformar la matèria primera en materials útils per la indústria.

Un altre punt important és el pintat, ja que s'utilitzen materials que poden ser perjudicials pel medi ambient, com els dissolvents que s'utilitzen prèviament al pintat.

3.2. Funcionament

Durant el funcionament, un dels possibles efectes negatius pel medi ambient seria una fuga d'oli del sistema hidràulic i que això provoqui una contaminació del sòl. El reductor conté oli mineral SAE 90 EP, per lubricar el reductor i absorbir la temperatura generada durant el funcionament, un possible vessament també seria perjudicial pel sòl.

Un dels aspectes positius del remolc és l'estalvi de combustible que suposa la seva utilització. La majoria d'usuaris utilitza dos tractors, un per transportar un remolc plataforma i l'altre per carregar les bales al remolc. Utilitzant aquest remolc s'estalvia el combustible del tractor que carrega les bales, ja que el remolc amb la pala es necessita únicament per descarregar i col·locar les bales a la posició correcta per guardar-les.

A més del combustible del tractor també s'estalvia les hores de feina del usuari, ja que només es necessita una persona per conduir un tractor i manipular el remolc. L'estalvi d'hores de feina també implica menys desgast de les màquines i per tant allargar la vida d'aquestes.



Il·lustració 143 Càrrega de bales al camp [Font: GOOGLE IMATGES]

En altres casos s'utilitza únicament un tractor amb un remolc i quan s'arriba al camp es desenganxa el remolc del tractor i es carreguen les bales amb aquest estacionat al camp. Aquest sistema té varis inconvenients, s'han de fer molt viatges ja que com a molt es poden portar 2 bales al tractor per viatge.

Augmentant el consum de combustible considerablement. L'augment de viatges fa que la compactació del sòl sigui major i això limita la profunditat d'arrelament del cultiu.

Si els camps de l'usuari són petits i estan molt repartits s'ha d'enganxar i desenganxar el remolc moltes vegades i això suposa molt temps perdut.

Cal esmentar que el pes del remolc dissenyat és major que el pes d'un remolc plataforma, per tant la despesa en combustible de litres per quilòmetre seria més elevada. Però de totes maneres s'estalviaria una gran quantitat de combustible.

4. Estudi Econòmic

En aquest apartat es realitzarà una valoració econòmica de tots els factors involucrats en els costos de fabricació i disseny del remolc, així mateix com del preu de venda al públic i de la vida útil del projecte.

Cal tenir en compte que al ser un disseny preliminar hi ha aspectes que poden variar per petició del client o bé per petició de l'empresa que s'encarregarà de la fabricació. Aquests dos factors poden influir en un augment o una disminució del cost final de fabricació.

4.1. Càlcul dels costos de fabricació

L'objectiu d'aquest apartat és fer una numeració de tots els costos de fabricació fins a obtenir el producte acabat. Per realitzar una numeració més detallada s'ha dividit el remolc en diverses parts i s'avaluaran varies fases de la fabricació.

S'estableix que la fabricació es subcontracta a una empresa externa. Les parts de compra les proporcionarà l'usuari a l'empresa subcontractada per fer el muntatge, parts com els pistons hidràulics, reductor, suspensió, etc.

S'ha comptabilitzat que els remolcs es fabricaran 1 unitat després de l'altre, perquè així s'obtenen els majors costos i es pot determinar amb major exactitud el preu de venda final.

Taula 6 Costos de fabricació-1

PART	MATERIAL	TALL+ HORES OPERARIS	PINTURA	TOTAL
LLANÇA	2.662,65 €	1.055,72 €	465,88 €	4.184,25 €
SUPERFÍCIES DE TRANSPORT+TAPA	1.140,21 €	2.865,48 €	1.307,06 €	5.312,75 €
MANIPULADOR	345,08 €	598,51 €	64,71 €	1.008,29 €
BRAÇ MANIPULADOR	586,78 €	903,46 €	142,35 €	1.632,59 €
CADENA	340,22 €	959,09 €	122,94 €	1.422,26 €
ELEVADOR	487,18 €	1.595,90 €	232,94 €	2.316,03 €
TOTAL	5.562,12 €	7.978,16 €	2.335,88 €	15.876,16 €

Quan s'ha determinat els costos de fabricació de l'empresa s'ha de numerar el cost dels materials de compra i el seu muntatge. El muntatge el realitzarà la mateixa empresa subcontractada, però es suma a la taula de parts que compra perquè és referent a aquests articles.

Taula 7 Material de compra

QUANTITAT	CODI	DESCRIPCIÓ	PROVEÏDOR
4	319022038508	RODA AMB LLANTA 385/65R-22.5	INMASA
2	AA0UA1VCN046	EIX PISA 2000MM	GEPLASMETAL
2	KC2121C3N103B	SUSPENSÍO TANDEM	GEPLASMETAL
1		MOTOR HIDRAULIC ORBITAL OMR80	S.H. ALEGRE
1	RE050060	REDUCTOR RT-500/60(43,6:1)	ROGIMAR
1	00.650.82.0-A02	TOWING EYE	SCHARMÜLLER
50 metres	810000008012	CADENA ESCAMPADOR 80/12	INMASA
3	810000120801	JUNTA PER CADENA 80/12	INMASA
6	810000100805	PINYÓ Ø60	INMASA
4	510500330012	ALETÍ RODA SENZILLA R.22.5	INMASA
8	510900330103	SUPORT PER ALETA REGULABLE	INMASA
4	510900330105	TUB PER ALETA BASE RODONA RECTE CURT	INMASA
1	702/350	PISTÓ HIDRÀULIC	CIRCOSA
2	703/2	PISTÓ HIDRÀULIC	CIRCOSA
1	707/800	PISTÓ HIDRÀULIC	CIRCOSA
2	702/1500	PISTÓ HIDRÀULIC	CIRCOSA
1	703/250	PISTÓ HIDRÀULIC	CIRCOSA
2	700/500	PISTÓ HIDRÀULIC	CIRCOSA
1	101B	PEU HIDRÀULIC	CIRCOSA
1	SHCB	SOPORT PEU HIDRÀULIC	CIRCOSA
1	P16SE	BOMBA HIDRÀULICA SIMPLE EFECTE	CIRCOSA
1	RP4	DIPÒSIT	CIRCOSA
1	RPK	ADAPTADOR	CIRCOSA
1	LEVPM	PALANCA	CIRCOSA
3	GFM-606580-62	COIXINET BRIDA	IGUS
1	GSM-6065-30	COIXINET	IGUS

1	4192005(R120P312)	BALLESTA LLANÇA	GEPLASMETAL
3	42430004 (B30 S121 T260)	U ROSCADA BALLESTA	GEPLASMETAL

Una vegada estan enumerades totes les parts necessàries, les seves quantitats i el proveïdor al que es comprarà cal determinar el preu de tot el material i del muntatge.

Taula 8 Costos de fabricació-2

CONCEPTE	PREU
PARTS DE COMPRA	13.879,00 €
MUNTATGE	6.500,00 €
TOTAL	20.379,00 €

Finalment es suma el cost de la fabricació i el de les parts de compra amb el seu muntatge.

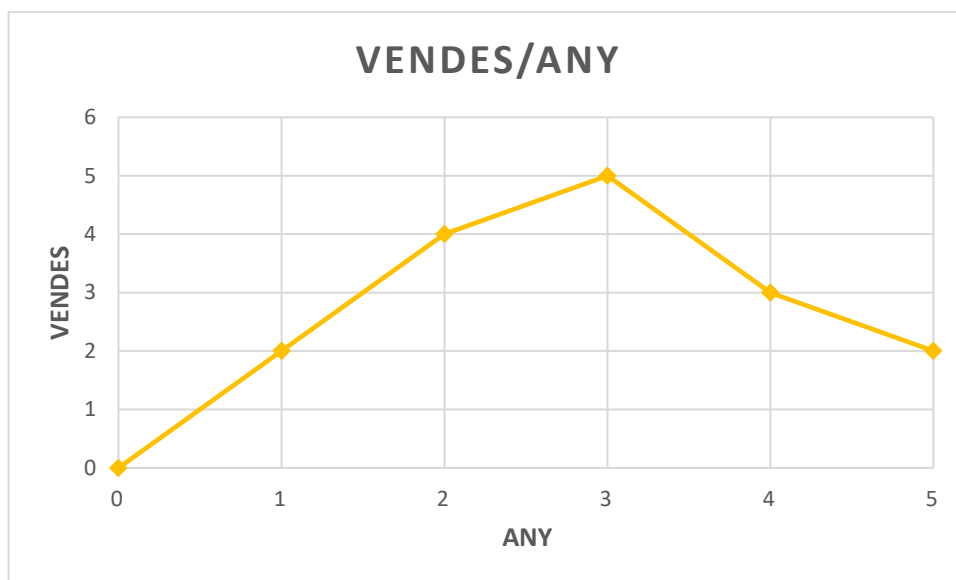
Taula 9 Costos de fabricació totals

CONCEPTE	PREU
FABRICACIÓ EMPRESA EXTERNA	15.876,16 €
PARTS DE COMPRA	20.379,00 €
TOTAL	36.255,16 €

El cost de fabricació del remolc és de 36.255,16 € per unitat.

4.2. Càlcul dels costos de disseny

El cost total del disseny es pot considerar un cost fix, ja que és independent del número de vendes que es realitzin. Per calcular els costos de disseny unitari s'ha de determinar quina serà la previsió de vendes durant el període de temps que el remolc estarà en venda.



Il·lustració 144 Previsió vendes/any

El total és de 16 vendes previstes durant els 5 anys que es posarà el remolc al mercat. D'aquesta manera es poden repartir els costos de disseny entre el total de les vendes. Es calcula amb la equació 4.1..

Taula 10 Costos disseny

QUANTITAT	CONCEPTE	PREU/UNITAT	PREU
2	LLICÈNCIA SOLIDWORKS PROFESIONAL PER 3 MESOS	1.310,00 €	2.620,00 €
600	HORES DISSENY	25,00 €	15.000,00 €
TOTAL			17.620,00 €

$$\text{Cost de disseny unitari} = \frac{\text{Cost de disseny}}{\text{Vendes previstes}} = \frac{17.620 \text{ €}}{16 \text{ vendes}} = 1.101,25 \text{ €/unitat} \quad (\text{Eq. 4.1.})$$

El cost unitari de disseny és de 1.101,25 €.

4.3. Càlcul del cost total

Per saber quin és el cost total de construir un remolc cal sumar el cost unitari de fabricació i el cost unitari de disseny calculats anteriorment.

Taula 11 Cost total

CONCEPTE	PREU
COST FABRICACIÓ	36.255,16 €
COST DISSENY	1.101,25 €
TOTAL	37.356,41 €

El cost total de fabricació és de 37.356,41 €.

El preu final de venda es calcularà en funció del tant per cent de benefici que el distribuïdor vulgui imposar. Per exemple en aquest cas s'ha establert un benefici del 25% respecte el preu de venda al consumidor.

Taula 12 Estimació P.V.P.

COST TOTAL	BENEFICI %	BENEFICI €	BENEFICI+COST	P.V.P.
37.356,41 €	25%	12.452,14 €	49.808,55 €	50.000,00 €

El preu de venda al públic seria de 50.000 € considerant un benefici del 25%.

Conclusions

Una vegada s'ha finalitzat la realització del treball es pot establir que s'han assolit els objectius que s'havien plantejat al començament del projecte.

L'objectiu inicial del projecte consistia en dissenyar un remolc per ús agrícola que tingués la capacitat de carregar bales rodones. El resultat obtingut és un remolc que pot manipular bales cilíndriques d'aproximadament 1.700mm de diàmetre, incorpora un conjunt de sistemes mecànics que incrementen la capacitat de càrrega i permeten utilitzar la màquina de manera senzilla i ràpida.

Tots els elements s'han dissenyat amb l'objectiu d'aconseguir una vida útil llarga. La utilització de pistons hidràulics redueix la quantitat de manteniment en comparació d'altres tipus sistemes d'accionament, a més de tenir una llarga vida útil i una utilització simple. El recobriment utilitzat impedirà la oxidació de l'acer i conseqüentment evitarà possibles deformacions i/o ruptures. El manteniment de la pintura és essencial pel correcte funcionament del remolc.

Algunes de les vies de millora del remolc seria implementar un sistema de gestió i automatització anomenat ISOBUS. Aquest és una sistema d'intercanvi d'informació entre el tractor i el remolc que està transportant, de manera que es poden extreure els paràmetres necessaris per saber en tot moment el funcionament del remolc de manera numèrica. Amb la utilització d'aquest sistema es podria prescindir de controls manuals i substituir-los per electrovàlvules i sensors. D'aquesta manera l'usuari només hauria de controlar el posicionament del tractor per carregar les bales. [7]

Un dels aspectes que també es podria incorporar és un sensor que fos capaç de calcular el pes de la bala que s'aixeca amb el braç manipulador i recollir-ho en una base de dades per obtenir més informació del producte. Per exemple, a l'hora de vendre les bales de palla, el preu es calcula en funció del pes aproximat, sabent la mitjana de totes les bales es podria arribar a un preu més ajustat i competitiu.

Finalment cal esmentar que amb el resultat d'aquest treball no es pot aconseguir un producte preparat per treure al mercat. Seria necessari la fabricació d'un model prototip per verificar els càlculs que s'han realitzat amb simuladors d'elements finits i també comprovar el correcte funcionament de totes les parts com a conjunt.

Bibliografia

1. Parlament Europeu i del Consell, 2009. *ANNEXO I DIRECTIVA 2009/144/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO relativa a determinados elementos y características de los tractores agrícolas o forestales de ruedas*, <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/HTML/?uri=CELEX:32009L0144&from=EN#d1e32-38-> (Consultat Octubre 2019)
2. Parlament Europeu i del Consell, 2009. *ANNEXO IV DIRECTIVA 2009/144/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO relativa a determinados elementos y características de los tractores agrícolas o forestales de ruedas*, <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/HTML/?uri=CELEX:32009L0144&from=EN#d1e32-38-> (Consultat Octubre 2019)
3. *Diseño y cálculo de las uniones atornilladas*. (n.d.), <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html> (Consultat Desembre 2019)
4. Helio Catalán Mogorrón, (23 d'Abril del 2013). *EL DETALLE IMPORTA. SISTEMA HIDRÁULICO ¿CENTRO ABIERTO O CENTRO CERRADO?*. <http://www.masquemaquina.com/2013/04/sistema-hidraulico-centro-abierto-o.html>
Consultat Octubre 2019
5. De Castro, José. *Conversión de RGB a RAL*. <https://www.josedecastropinturadecorativa.com/carta-de-colores/conversi%C3%B3n-de-rgb-a-ral/> (Consultat Gener 2020)
6. INCAFE2000, *Tubo Rectangular Estructural*. https://www.incafe2000.com/Esp/tubo_rectangular_estructural (Consultat Setembre 2019)
7. Clusella, Carles. *ISOBUS: todo sobre los avances de conectividad entre máquinas*. <https://www.agroptima.com/es/blog/isobus-avances-conectividad-maquinas/> (Consultat Gener 2020)

Annex I

Apartat 1. Catàleg d'especificacions tècniques

I.1.1. RODA AMB LLANTA 385/65R-22.5

CONJUNTOS RUEDAS CON NEUMÁTICO RECAUCHUTADO TIPO CARRETERA USO AGRÍCOLA **



D	Código	Denominación	Rueda	Ataque	Desp. o Bombeo	Cámara* TL/TT	Ancho	Ø mm	Carga (Kg.) 25 Km/h	Presión (bar)	Fig.	Peso (Kg.)
19.5"	319019043500	435/50R-19.5	14.00-19.5*	161-205-6	0	TL	435	931	5300	9.00	1-2	109
	319019043501			221-275-8								
	319019043502			281-335-10								
	319019044500	161-205-6		436			912	111				
	319019044501	221-275-8										
319019044502	281-335-10											
22.5"	319022038532	385/55R-22.5	11.75-22.5*	161-205-6	0	TL	396	996	5300	9.00	1	100
	319022038533			221-275-8								
	319022038534			281-335-10								
	319022038507	161-205-6		390			1090	1-2-3			104	
	319022038518	221-275-8										
	319022038508	281-335-10										

CONJUNTOS MONTADOS PARA EQUIPOS DE RIEGO (PIVOT, ETC.) **



Fig. 1

#	Código	Denominación	Rueda	Ataque	Desp. o Bombeo	Cámara* TT/TL	Ancho	Ø mm	Carga (Kg.)	I.C.V.	Presión (bar)	Fig.	Peso (Kg.)
24"	312241490003	14.9/24 8PR	W12-24"	152.4-203.2-8 GALV	-82	TT	378	1265	1600	A2	1.8	1	90
38"	312381120003	11.2-38 6PR	W10-38"				284	1459	1000				

*TL = Tubeless (Sin cámara); TT = Tube Type (Con cámara);

** Primeros equipos maquinaria agrícola; Para otras medidas consultar.



INDUSTRIAS MANRIQUE, S.A.
Ctra. Castellón, Km. 7
Pol. Ind. La Cartuja Baja, parc. 16
50720 ZARAGOZA (España)
E-mail: comercial@industriasmanrique.com

Teléf.: 34 976 50 04 98
Fax: 976 50 05 16
<http://www.industriasmanrique.com>

60 – GRUPO B



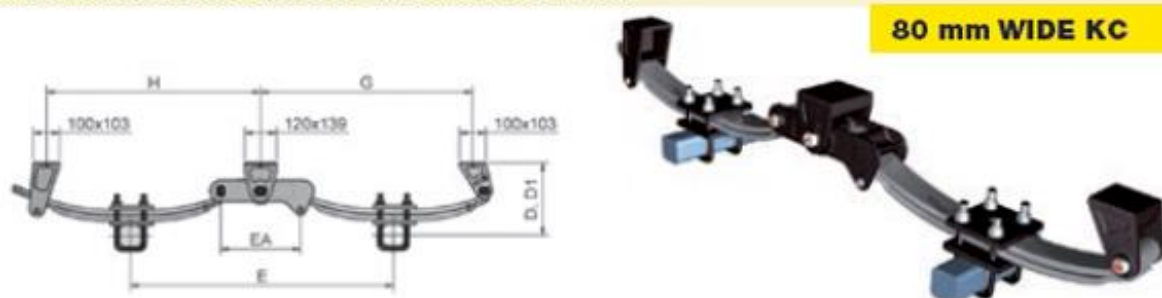
Las cargas de los ejes dependen de la pisa, de la distancia de los soportes y de las ruedas que se montan.
The capacity of the axes depend on track, spring centers and wheels used.

I.1.3. SUSPENSIÓ TANDEM KC2121C3N103B



C (kg)	E (mm)	G (mm)	H (mm)	Q	D (mm)	D1 (mm)	LF	EA	CD
4000 5000	-	575	-	70 80	242 247	224 229	RP80G408	-	KC1000C5N072AT KC1000C5N082AT
6000 7000	-	645	-	70 80	265 270	252 257	RP80G403	-	KC1000C1N073AT KC1000C1N083AT
7000 8000	-	855	-	90 70 80 90	275 275 280 285	262 254 259 264	RP80G410	-	KC1000C1N093AT KC1000C3N073BT KC1000C3N083BT KC1000C3N093BT

TÁNDEM CON BALLESTA PARABÓLICA TANDEM SUSPENSION WITH PARABOLIC SPRING



C (kg)	E (mm)	G (mm)	H (mm)	Q	D (mm)	D1 (mm)	LF	EA	CD
8000 10000	910 1060	717 787	725 795	70 80	242 247	224 229	RP80G408	310 470	KC2091C5N072A KC2091C5N082A KC2106C5N072A KC2106C5N082A
12000 14000	990 1150	797 877	805 885	80 90	270 275	257 262	RP80G403	310 470	KC2099C1N083A KC2099C1N093A KC2115C1N083A KC2115C1N093A
14000 16000	1200 1350	1007 1077	1015 1085	90 100 90 100	285 290 285 290	264 269 264 269	RP80G410	310 470	KC2121C3N093B KC2121C3N103B KC2135C3N093B KC2135C3N103B

C	Carga	Capacity
E	Paso	Wheel Base
G	Distancia entre soportes 1-3	Bracket distance 1-3
J	Distancia entre soportes 2	Bracket distance 2
Q	Tipo de eje (palanquilla)	Axis type (square beam)
F	Separador	Spacer

D	Altura de vacío	Height when empty
D1	Altura bajo carga	Height when loaded
LF	Tipo de ballesta	Leaf spring
EA	Paso del balancín	Rocker length
CD	Código	Code

I.1.4. MOTOR HIDRÀULIC ORBITAL OMR80

MOTOR HIDRAULICO ORBITAL OMR80



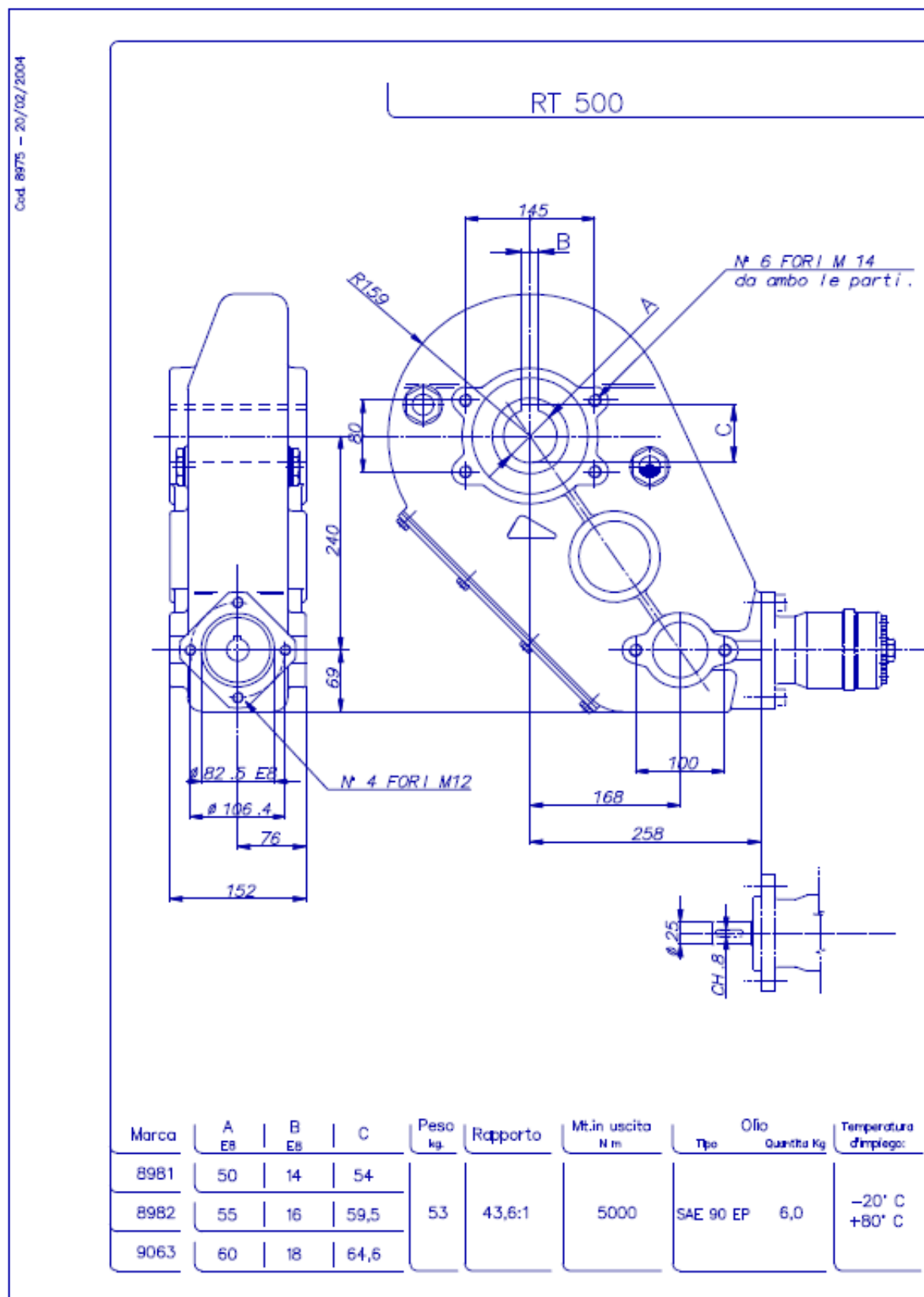
MÁS VISTAS



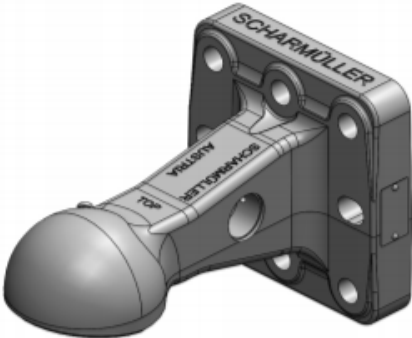
Descripción del producto

Categoría del producto: Motor hidráulico Subcategoría del producto: Motor hidráulico orbital Peso (kg): 6.9 Tipo de máquina: Oleohidráulica Marcas de fabricantes: Sauer Danfoss Modelos de la aplicación: Sauer Danfoss OMR Referencia de la marca (OEM nr): OMR80_151-0711 Referencias marcadas en la pieza: OMR80 OMR 80 151-0711 1510711 Descripción del producto: Motor hidráulico orbital Sauer Danfoss OMP 80 con drenaje referencia 151-0711. Eje cilíndrico de diámetro 25 mm. Brida Tipo A2. Cilindrada: 80,3 cm³. Conexiones laterales roscadas 1/2" GAS. Valores máximos de trabajo en continuo: Velocidad máxima 750 rpm. Par máximo 195 Nm. Máxima potencia de salida 12,5 kW. Máxima caída de presión en el motor 175 bar. Máximo caudal de aceite: 60 litros/minuto. Velocidad mínima 10 rpm.

I.1.5. REDUCTOR RT500/60 (43,6:1)




I.1.6. TOWING EYE 00.650.82.0-A02



Art.Nr. 00.650.82.0-A02 | Towing Eyes | Measuring Towing Eyes

K80@ Towing Eye Ball Coupling System

Towing eye has no measuring device - further informations are available on request

Alternative color 

00.650.82.0-A02 (Black)


Technical Values*

Flange Hole Pattern (mm): 145x145 | **Thread:** M20 | **Flange Alignment:** Vertical | **Max. Permissible D-Value (kN):** 120,2 | **Max. Permissible Vertical Load (kg):** 4000 | **Measuring Range:** Vertical Load Measuring

I.1.7. CADENA ESCAMPADOR 80/12

ACCESORIOS PARA ESPARCIDORES

CADENA PASO **80**



Rotura Tipo	Kg. 6.500 80/12	Kg. 8.000 80/12/5	Kg. 9.000 80/12/X	Kg. 13.000 80/13/X
Lazo 30 x 5	St. 44.2	St. 44.2	St. 52.3	St. 52.3
Anillo	CK 10	20 Mn 5	20 Mn 5	19 Mn 54 heat treatment
Juntas cadena				

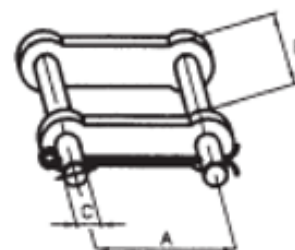
CADENA ESPARCIDOR

Código	Referencia	D	H	L	L1	S	P	C. Rotura	Peso Kg.
810000008009	80 / 9	9	19	45	25	4		3.500	2,30
810000008012	80 / 12							6.500	
810000018012	80 / 12X	12	24	56	30	5	81.75	9.000	4
810000018013	80 / 13X							13.000	
810000018014	80 / 14W							14.000	
810000018018	80 / 18W	13		58				18.000	4,40

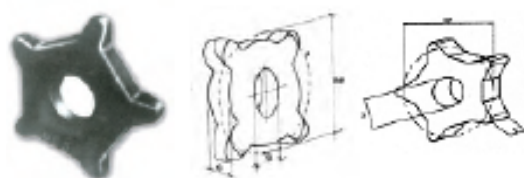
I.1.8. JUNTA PER CADENA 80/12

JUNTA PARA CADENA

Código	Referencia	A	B	C	Peso Kg.
810000120800	80 / 9	44	21	6,5	0,20
810000120801	80 / 12	47	24	8	
810000150801	80 / 15X	-	-	-	
810000120805	80 / 12X				
810000130805	80 / 13X				
810000150806	80 / 15XD				



I.1.9. PINYÓ Ø 60mm



PIÑÓN

Código	Referencia	D	DP	S	Z	Peso Kg.
810000100800	80 / 5	40	124	23	4	1,80
810000100801		35			5	
810000100802		45			6	
810000100803	80 / 6	45				

I.1.10. ALETÍ RODA SENZILLA R.22.5

ALETINES



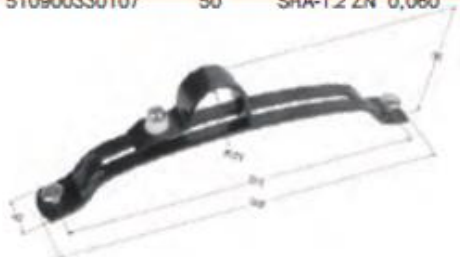
Código	Referencia	A	C
510500330016	Aletín rueda doble R. 22-5	650	850
510500330012	Aletín rueda sencilla R. 22-5	450	850

I.1.11. SUPORT PER ALETA REGULABLE

SOPORTES DE ALETA

Soporte de aleta regulable

Código	Unid. Embalaje	Ref.	Peso (Kg.)
510900330103	50	SRA-1	0,060
510900330107	50	SRA-1.2 ZN	0,060



Tubo para aleta base triangular largo

Código	Unid. Embalaje	Ref.	Peso (Kg.)
510900330101	25 cincado	SRA-3	2,20
510900330108	25 negro	SRA-3 N	2,20



I.1.12. TUB PER ALETA BASE RODONA RECTE CURT

Tubo para aleta base redonda doblado corto

Código	Unid. Embalaje	Ref.	Peso (Kg.)
510900330106	25	SRA-4D	1,454

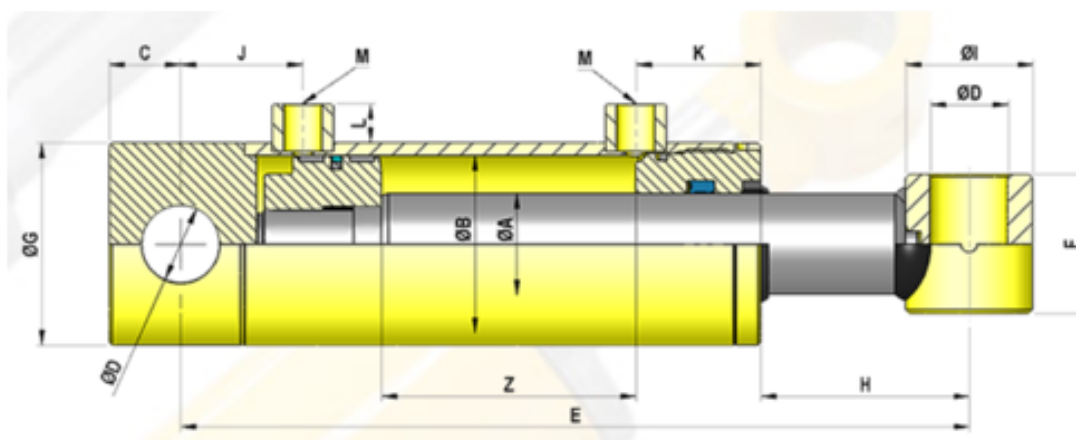


Tubo para aleta base redonda recto corto

Código	Unid. Embalaje	Ref.	Peso (Kg.)
510900330105	25	SRA-4	1,30



I.1.13. PISTONS HIDRÀULICS

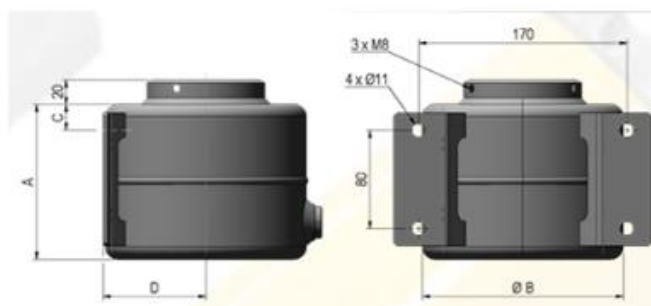


REF	ØA	ØB	Z- Carrera	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M BSP	Vol(L)	Juntas
700/05	20	32	50	205	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.04	J70N
700/10	20	32	100	255	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.08	J70N
700/15	20	32	150	305	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.12	J70N
700/20	20	32	200	355	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.16	J70N
700/250	20	32	250	405	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.20	J70N
700/30	20	32	300	455	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.24	J70N
700/350	20	32	350	505	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.28	J70N
700/400	20	32	400	555	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.32	J70N
700/500	20	32	500	655	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.40	J70N
700/600	20	32	600	755	16	16.2	35	40	28	30	47	35	9.5	1/4	0.48	J70N
702/3	30	50	300	500	22	25.25	45	60	85	40	42	43	15	3/8	0.59	J72N
702/350	30	50	350	550	22	25.25	45	60	85	40	42	43	15	3/8	0.69	J72N
702/4	30	50	400	600	22	25.25	45	60	85	40	42	43	15	3/8	0.79	J72N
702/450	30	50	450	650	22	25.25	45	60	85	40	42	43	15	3/8	0.88	J72N
702/1400	30	50	1400	1600	22	25.25	45	60	85	40	42	43	15	3/8	2.77	J72N
702/1500	30	50	1500	1700	22	25.25	45	60	85	40	42	43	15	3/8	2.94	J72N
703/150	30	60	150	350	22	25.25	45	70	83	40	46	45	15	3/8	0.42	J73N
703/2	30	60	200	400	22	25.25	45	70	83	40	46	45	15	3/8	0.57	J73N
703/250	30	60	250	450	22	25.25	45	70	83	40	46	45	15	3/8	0.71	J73N
707/700	70	120	700	970	40	40.5	80	140	75	80	65	82	17	1/2	7.91	J77
707/800	70	120	800	1070	40	40.5	80	140	75	80	65	82	17	1/2	9.05	J77
707/10	70	120	1000	1270	40	40.5	80	140	75	80	65	82	17	1/2	11.31	J77

I.1.16. BOMBA HIDRÀULICA SIMPLE EFECTE

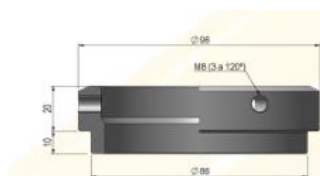
	REF	T	VOL(CM ³)	Peso(kg)	Presión Máx.
SIMPLE EFECTO	P1230SE	Ø12/30	5/25	3,4	300/50 BAR
SIMPLE EFECTO	P125V1	Ø12	8	3,1	300 BAR
SIMPLE EFECTO	P16SE	Ø16	15	3,1	200 BAR
SIMPLE EFECTO	P20SE	Ø20	20	3,2	150 BAR
SIMPLE EFECTO	*P20SDA	Ø14	20	3,2	160 BAR
SIMPLE EFECTO	*P25SDA	Ø16	30	3,2	120 BAR
DOBLE EFECTO	P16DE	Ø16	15	3,2	200 BAR
DOBLE EFECTO	P20DE	Ø20	20	3,2	150 BAR
DOBLE EFECTO	*P25DDA	Ø16	30	3,3	150 BAR

I.1.17. DIPÒSIT



REF	A	B	C	D	E	VOL	Peso(kg)
RP1	166	Ø89	27	50	135	1	2,2
RP2	126	Ø164	21	84	170	2	2,3
RP4	169	Ø184	36	96	170	4	3
RP6	205	Ø205	36	108	170	6	4,1
RP8	225	Ø225	36	120	170	8	5,1

I.1.18. ADAPTADOR I PALANCA



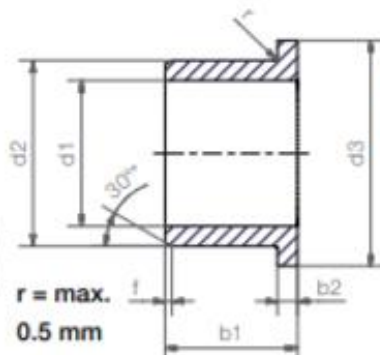
REF	Peso(kg)
RPK	0,40



REF	Peso(kg)
LEVPM	0,70

I.1.19. COIXINET AMB BRIDA

Flange Bearing



Order key

GFM-0304-02



Length b1
Outer diameter d2
Inner diameter d1
Metric
Type (Form F)
Material iglidur® G

Dimensions according to ISO 3547-1 and special dimensions

* thickness < 1 mm, chamfer = 20°

Chamfer in relation to the d1

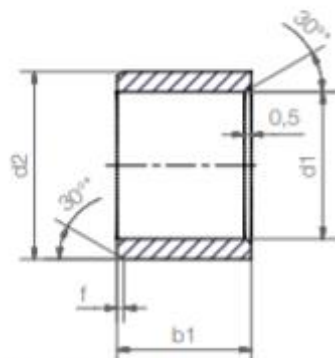
d1 [mm]:	Ø 1-6	Ø 6-12	Ø 12-30	Ø > 30
f [mm]:	0.3	0.5	0.8	1.2

Dimensions [mm]

Part number	d1	d1-Tolerance*	d2	d3 d13	b1 h13	b2 -0.14
GFM-4550-25	45.0	+0.050 +0.150	50.0	58.0	25.0	2.0
GFM-4550-30	45.0	+0.050 +0.150	50.0	58.0	30.0	2.0
GFM-4550-50	45.0	+0.050 +0.150	50.0	58.0	50.0	2.0
GFM-5055-07	50.0	+0.050 +0.150	55.0	63.0	7.0	2.0
GFM-5055-10	50.0	+0.050 +0.150	55.0	63.0	10.0	2.0
GFM-5055-25	50.0	+0.050 +0.150	55.0	63.0	25.0	2.0
GFM-5055-40	50.0	+0.050 +0.150	55.0	63.0	40.0	2.0
GFM-5055-50	50.0	+0.050 +0.150	55.0	63.0	50.0	2.0
GFM-6065-07	60.0	+0.060 +0.180	65.0	73.0	7.0	2.0
GFM-6065-22	60.0	+0.060 +0.180	65.0	73.0	22.0	2.0
GFM-6065-30	60.0	+0.060 +0.180	65.0	73.0	30.0	2.0
GFM-6065-50	60.0	+0.060 +0.180	65.0	73.0	50.0	2.0
GFM-606580-62	60.0	+0.060 +0.180	65.0	80.0	62.0	2.0
GFM-6570-50	65.0	+0.060 +0.180	70.0	78.0	50.0	2.0
GFM-7075-50	70.0	+0.060 +0.180	75.0	83.0	50.0	2.0

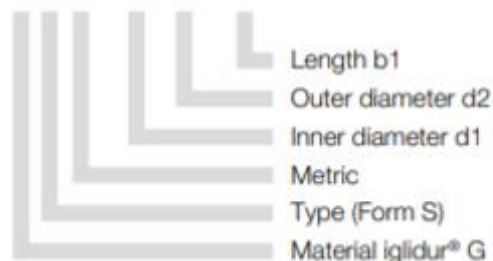
I.1.20. COIXINET

Sleeve Bearing



Order key

GSM-0103-02



Dimensions according to ISO 3547-1 and special dimensions

* thickness < 1 mm, chamfer = 20°

Chamfer in relation to the d1

d1 [mm]:	Ø 1-6	Ø 6-12	Ø 12-30	Ø > 30
f [mm]:	0.3	0.5	0.8	1.2



Sleeve Bearing

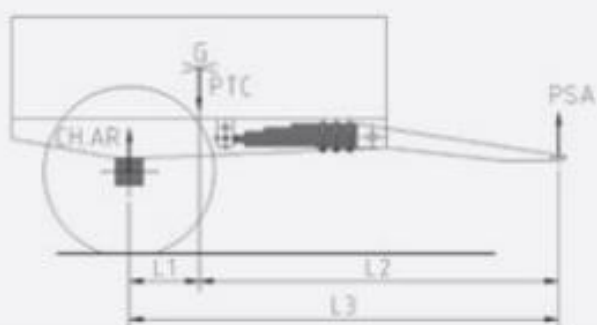
Dimensions [mm]

Part number	d1	d1-Tolerance*	d2	b1 h13
GSM-3034-40	30.0	+0.040 +0.124	34.0	40.0
GSM-3034-525	30.0	+0.040 +0.124	34.0	52.5
GSM-3236-15	32.0	+0.050 +0.150	36.0	15.0
GSM-3236-20	32.0	+0.050 +0.150	36.0	20.0
GSM-3236-30	32.0	+0.050 +0.150	36.0	30.0
GSM-3236-40	32.0	+0.050 +0.150	36.0	40.0
GSM-3539-14	35.0	+0.050 +0.150	39.0	14.0
GSM-3539-20	35.0	+0.050 +0.150	39.0	20.0
GSM-3539-25	35.0	+0.050 +0.150	39.0	25.0
GSM-3539-30	35.0	+0.050 +0.150	39.0	30.0

Part number	d1	d1-Tolerance*	d2	b1 h13
GSM-5560-20	55.0	+0.060 +0.180	60.0	20.0
GSM-5560-40	55.0	+0.060 +0.180	60.0	40.0
GSM-5560-50	55.0	+0.060 +0.180	60.0	50.0
GSM-5560-60	55.0	+0.060 +0.180	60.0	60.0
GSM-6065-30	60.0	+0.060 +0.180	65.0	30.0
GSM-6065-40	60.0	+0.060 +0.180	65.0	40.0
GSM-6065-50	60.0	+0.060 +0.180	65.0	50.0
GSM-6065-60	60.0	+0.060 +0.180	65.0	60.0
GSM-6065-70	60.0	+0.060 +0.180	65.0	70.0
GSM-6267-35	62.0	+0.100 +0.250	67.0	35.0

I.1.21. BALLESTA + U ROSCADA

LANZAS DE BALLESTA SPRINGS DRAWBAR



Cálculo de la carga repartida del remolque
Calculation of load repartition on the trailer

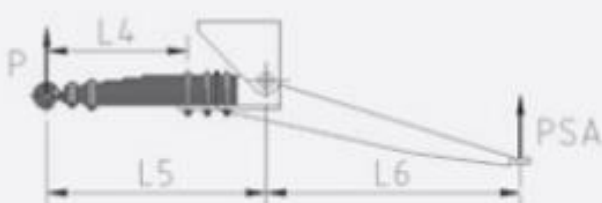
$$PSA = (PTC \times L1) / L3$$

$$PSA = \text{Kg}$$

PSA Máxima permitido 3000 kg - PSA max. allowed 3000 Kg

$$CH.AR = PTC - PSA$$

$$CH.AR = \text{Kg}$$



Cálculo de la carga repartida del remolque
Calculation of load repartition on the trailer

$$P = (PSA \times L6) / L5$$

$$PSA = \text{Kg}$$

Lista de lanzas de ballesta y accesorios de montaje
Springs drawbar list and mounting accessories

Carga P Load P (kg)	Ballesta (Referencia y descripción) Spring (Reference and description)	Composición Composition	Peso Weight (kg)	Abarcón (Referencia y descripción) U-Bolt (Reference and description)
1715**	4192001 (R120P223)	7 hojas 120 x 14	86	42424007 (B24 S121 T155)
2205**	4192002 (R120P224)	9 hojas 120 x 14	104	42424008 (B24 S121 T185)
2695**	4192003 (R120P225)	11 hojas 120 x 14	126	42424010 (B24 S121 T215)
3185**	4192004 (R120P226)	13 hojas 120 x 14	146	42424004 (B30 S121 T260)
3935**	4192005 (R120P312)	13 hojas 120 - 3 x 14 10 x 16	160	42430004 (B30 S121 T260)

** Cargas dadas para L4 = 720 mm / Loads are given for L4 = 720 mm